



VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ

BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY

FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ

FACULTY OF MECHANICAL ENGINEERING

ÚSTAV AUTOMOBILNÍHO A DOPRAVNÍHO INŽENÝRSTVÍ

INSTITUTE OF AUTOMOTIVE ENGINEERING

ZKUŠEBNÍ STAV PRO TESTOVÁNÍ ÚNAVY KOLOBĚŽEK

SCOOTER TESTING BENCH

DIPLOMOVÁ PRÁCE

MASTER'S THESIS

AUTOR PRÁCE

AUTHOR

Bc. Marek Kostka

VEDOUCÍ PRÁCE

SUPERVISOR

Ing. Lubor Zháňal, Ph.D.

BRNO 2017

Zadání diplomové práce

Ústav: Ústav automobilního a dopravního inženýrství
Student: **Bc. Marek Kostka**
Studijní program: Strojní inženýrství
Studijní obor: Automobilní a dopravní inženýrství
Vedoucí práce: **Ing. Lubor Zháňal, Ph.D.**
Akademický rok: 2016/17

Ředitel ústavu Vám v souladu se zákonem č.111/1998 o vysokých školách a se Studijním a zkušebním řádem VUT v Brně určuje následující téma diplomové práce:

Zkušební stav pro testování únavy koloběžek

Stručná charakteristika problematiky úkolu:

Cílem diplomové práce je realizace měření cyklického zatížení konstrukce koloběžky při podélné jízdě. Na základě získaných dat a jejich analýzy by měla být posouzena a případně upravena konstrukce rámu koloběžky. Následně by měla být navržena automatizovaná testovací stolice pro simulaci ekvivalentních zatěžovacích cyklů.

Cíle diplomové práce:

- měření silového působení jezdce na koloběžku,
- návrh zkušební stolice,
- pevnostní analýza zkušební stolice.

Seznam doporučené literatury:

SHIGLEY, Joseph Edward, MISCHKE, Charles R. a BUDYNAS, Richard G. (ed.). Konstruování strojních součástí. Přeložil Martin HARTL. V Brně: VUTUM, 2010. 1159 s. ISBN 978-80-214-2629-0.

BUDYNAS, Richard G., NISBETT, J. Keith a SHIGLEY, Joseph Edward. Shigley's mechanical engineering design. 10th edition. New York, NY: McGraw-Hill Education, 2015. 1104 s. ISBN 978-0073398204 .

KLEIN, Bernd. FEM Grundlagen und Anwendungen der Finite-Element-Methode im Maschinen- und Fahrzeugbau. Wiesbaden: Vieweg + Teubner Verlag, 2012. 428 s. ISBN 978-3-8348-1603-0.

KREITH, Frank. The CRC Handbook of Mechanical Engineering. 1. vyd. 1998. ISBN 978-0849394188

Termín odevzdání diplomové práce je stanoven časovým plánem akademického roku 2016/17

V Brně, dne

L. S.

prof. Ing. Václav Píštěk, DrSc.
ředitel ústavu

doc. Ing. Jaroslav Katolický, Ph.D.
děkan fakulty

ABSTRAKT

Diplomová práce se zabývá měřením působících sil od jezdce na koloběžku při podélné jízdě a následnou konstrukcí testovacího stavu pro vyvozování ekvivalentního zatížení. Bylo realizováno měření a následná analýza působících sil od jezdce na koloběžku. Tyto výsledky pak sloužili pro kompletní návrh testovacího stavu. Rám testovacího stavu byl podroben pevnostní analýze. Navrhnut byl také kompletní systém automatického řízení, včetně pneumatického regulačního okruhu. Navrhnutý automatický testovací stav byl posléze vyroben a uveden do funkčního stavu.

KLÍČOVÁ SLOVA

Zkušební stav, koloběžka, konstrukce, měření sil, ekvivalentní zatížení

ABSTRACT

This Master's thesis deals with measuring of acting forces from rider to footbike during the ride, followed by the construction of test stand to draw an equivalent load. Measurements and subsequent analysis of acting forces from the rider to the footbike were made. These results were then used for complete design of the test stand. The frame of the test stand was subdued to a stress analysis. A complete automatic control system, including a pneumatic control circuit, was also designed. The proposed automatic test stand was then manufactured and put into operation.

KEYWORDS

Test stand, Footbike, Design, measuring forces, equivalent load

BIBLIOGRAFICKÁ CITACE

KOSTKA, M. *Zkušební stav pro testování únavy koloběžek*. Brno, 2017. Diplomová práce. Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, Ústav automobilního a dopravního inženýrství. 93 s. Vedoucí diplomové práce Lubor Zháňal.

ČESTNÉ PROHLÁŠENÍ

Prohlašuji, že tato práce je mým původním dílem, zpracoval jsem ji samostatně pod vedením Ing. Lubora Zháňala, Ph.D. a s použitím literatury uvedené v seznamu.

V Brně dne 25. května 2017

.....

Bc. Marek Kostka

PODĚKOVÁNÍ

V první řadě bych rád poděkoval panu Ing. Luborovi Zháňalovi, Ph.D., za příkladné vedení mé diplomové práce. Velké poděkování také patří panu Ing. Kamilovi Řehákovi, za poskytnuté cenné rady v oblasti MKP analýzy. Chtěl bych také poděkovat všem, kteří se následně podíleli na finální výrobě testovacího stavu a bez kterých by nikdy nemohl být uveden do provozu. Největší díky pak patří mé nejbližší rodině, která mě po celou dobu podporovala a poskytla mi potřebné zázemí pro dokončení této práce a studia.

OBSAH

Úvod	10
1 Koloběžky.....	11
1.1 Využití a typy koloběžek	11
1.2 Technika jízdy na koloběžce.....	13
1.3 Současné legislativní požadavky kladené na koloběžky	15
2 Současné testovací stavy	16
3 Návrh měření působících sil	18
3.1 Měřený objekt	18
3.2 Síly působící na koloběžku	18
3.3 Tenzometry	20
3.4 Měřené síly na koloběžce.....	24
3.5 Umístění tenzometrů.....	25
3.6 Kalibrace	26
4 Měřicí řetězec a aplikace pro záznam dat.....	31
4.1 Sestavení měřícího řetězce.....	31
4.2 Návrh aplikace pro záznam dat.....	33
5 Analýza a měření působících sil	37
5.1 Vstupní data	37
5.2 Zpracování dat	38
5.3 Stanovení dynamických koeficientů	44
6 Koncepční návrh testovacího stavu	46
6.1 Základní rozměry a koncept testovací stanice	46
6.2 Volba zatěžujících elementů	47
6.3 Výsledný výběr zatěžujících elementů a řídicího softwaru	50
7 Konstrukční návrh testovacího stavu.....	51
7.1 Rám.....	51
7.2 Pevnostní analýza rámu	58
7.3 Finální podoba rámu	67
7.4 Zatěžující elementy.....	68
7.5 Ustavení koloběžky.....	72
7.6 Pneumatická regulace	74
7.7 Řídicí elektronika.....	78
7.8 Řídicí software	80
7.9 Bezpečnostní prvky.....	81
7.10 Opláštění.....	83

8	Finální podoba testovacího stavu	84
	Závěr	85
	Seznam použitých zkratk a symbolů	90
	Seznam příloh	93

ÚVOD

V oblasti konstrukce koloběžek se autor pohybuje již devět let. To mu umožnilo sledovat nejnovější trendy, které se na trhu objevily. Ty se z převážné části snaží reflektovat požadavky zákazníků a nabídnout jim co možná nejlepší produkt. Požadavky jsou místy velice protichůdné, ale ve většině případů realizovatelné. Tato problematika má však jednoho společného jmenovatele a tím je nedostatek podkladů pro stanovení okrajových podmínek při návrhu a také omezená možnost ověření konstrukce koloběžky v reálném provozu. Ve sběru dat z jízdy, je shledáván veliký potenciál pro rozvoj tohoto sportu.

I když se na první pohled jeví konstrukce koloběžky jako velice jednoduchá, opak je pravdou. Nejčastěji je koloběžka srovnávána s jízdním kolem. Je třeba si však uvědomit, že u jízdního kola je řešení konstrukce rámu tvořeno ve většině případů uzavřenou konstrukcí, naopak u koloběžky je konstrukce rámu vždy otevřená. Na trhu se objevilo několik koloběžek s uzavřenou konstrukcí, ale tento koncept velice rychle zanikl. Dalším aspektem jsou vznikající dynamické účinky, působící od jezdce na koloběžku, jelikož má člověk při jízdě naprostou svobodu pohybu. Výška nášlapného profilu rámu koloběžky pak musí být co nejnižší, z důvodu únavy stojné nohy, na které jezdec vykonává při odrazu dřep. To vede ke značným konstrukčním problémům. Jednotlivé konstrukční návrhy je pak potřeba ověřit, nejen pevnostní analýzou, ale také dlouhodobým testem životnosti.

Práce se zabývá analýzou působících sil od jezdce na koloběžku při podélné jízdě, tyto síly byly následně využity pro návrh konstrukce testovacího stavu, pro vyvození ekvivalentních zatížení simulujících jízdu člověka na koloběžce. Část práce se také stručně věnuje popisu techniky jízdy na koloběžce a jednotlivým typům koloběžek.

V práci je popsán kompletní návrh testovacího stavu, včetně automatického řízení a pevnostní analýzy rámu testovacího stavu s následnou výrobou a uvedením do provozu.

1 KOLOBĚŽKY

I když má Česká Republika dlouholetou tradici v koloběhu. Začínají se koloběžky dostávat do podvědomí široké veřejnosti až v poslední době. Koloběžka totiž představuje určitou alternativu v dopravě. Jízda na koloběžce v sobě totiž skýtá několik výhod. Z obecného hlediska kombinuje jízdu na kole a běh. Při běhu trpí klouby a pro mnoho lidí tak není příliš vhodný, navíc přiběhnout do práce či na schůzku také nepřipadá v úvahu. Na kole, naopak člověk převážně zatěžuje spodní část těla. Jízda je samozřejmě méně náročná a rychlejší, ale v husté dopravě, sukni či saku není příliš komfortní. Oproti tomu jízda na koloběžce neklade příliš vysoké nároky na vhodné oblečení, při této aktivitě je rovnoměrně namáháno celé tělo a působí tak příznivě na fyzický stav člověka. Koloběžka také může plnit funkci rychlého dopravního prostředku ve městě, pomůcky pro trávení volnočasových aktivit, případně jako tréninkový nástroj pro sportovce [1].

1.1 VYUŽITÍ A TYPY KOLOBĚŽEK

V současnosti koloběžky nacházejí největší uplatnění v městské dopravě, při volnočasových aktivitách, pro venčení psů či jako tréninková pomůcka. Na koloběžkách jsou také pořádány závody. Snáze je lze dělit dle jejich velikostí než vhodnosti použití. Jelikož je nutné brát v potaz fakt, jak se jezdec na koloběžce cítí a která mu více vyhovuje. V současnosti lze nalézt na trhu koloběžky s velikostí nafukovacích kol od 12 palců. Trend je však takový, že se koloběžky s touto velikostí kol nahrazují koly o velikosti 16 palců. Tyto koloběžky jsou pak využívány především pro městský provoz nebo pro přepravu na kratší vzdálenosti. Výhodou je jejich skladnost a rozměrová nenáročnost.



Obr. 1 Skládací koloběžka KOSTKA RUBIK s koly o velikosti 16 palců [3]

Další velkou skupinu tvoří koloběžky o velikosti kol 20 palců přední a 16 zadní případně koloběžky, které mají jak přední, tak zadní kolo o velikosti 20 palců.

Jsou to koloběžky střední velikosti, které kombinují dobrou ovladatelnost a rychlou jízdu, jsou zde také zachovány dobré rozměrové proporce. Tyto koloběžky lze nalézt na trhu také ve skládací verzi.

Další skupinu tvoří koloběžky s koly 26 palců přední a 20 palců zadní. Tyto koloběžky jsou určeny především pro delší výlety, ale ve městě se taktéž neztratí. V poslední době se rozvíjí trend tyto koloběžky vyrábět také ve skládací verzi, z důvodu nedostatku místa pro skladování v bytě. Případně pro snadný převoz autem či hromadnou městskou dopravou. Velikost koloběžky klade vysoké nároky na pevnost, tuhost a dlouhodobou životnost provedení skládacích mechanismů, což byl také jeden z důvodů vytvoření testovacího stavu.



Obr. 2 Skladná koloběžka KOSTKA TOUR FOLD [6]

Rozsáhlou skupinu tvoří koloběžky pro speciální účely, ať už se jedná o jízdu v terénu či se psem, závody či jako rehabilitační pomůcky. Tyto koloběžky jsou tedy uzpůsobeny pro určitou aktivitu a jejich konstrukce je tedy dána těmito specifickými požadavky. Na trhu tak můžeme nalézt koloběžky s odpruženou vidlicí, se širokými terénními pláštěmi nebo karbonové speciály. Vždy jsou pak jednotlivé konstrukční uzly a geometrie rámu uzpůsobeny tak, aby splňovaly jednotlivé kladené požadavky.



Obr. 3 Závodní karbonová koloběžka KOSTKA RACER CTi [4]

Obecně pak koloběžky s větším předním kolem snáze překonávají překážky a jízda na nich je méně náročná, avšak roste jejich velikost a zhoršuje se ovladatelnost. Popis jednotlivých částí koloběžky je uveden v autorově bakalářské práci [2].

Poslední kategorii, jsou koloběžky s koly z in-line bruslí, pro ty však testovací stav není určen.

1.2 TECHNIKA JÍZDY NA KOLOBĚŽCE

Existuje mnoho různých technik jízdy na koloběžce, ty jsou využívány podle potřeby a zdatnosti jezdce. To má samozřejmě vliv nejen na fyzickou únavu, ale také na síly, které působí na koloběžku. V následujícím odstavci bude popsáno základní postavení a odraz při podélné jízdě. To by mělo vnést základní předpoklady pro určení působících sil. Geometrie koloběžky, kondice a tělesné dispozice jezdce, ale také profil tratě a nerovnosti na vozovce výrazně ovlivňují tyto síly. Proto bude do budoucna nutno analyzovat velké množství dat. Pro návrh konstrukce testovací stanice by však mělo být základní měření dostačující.

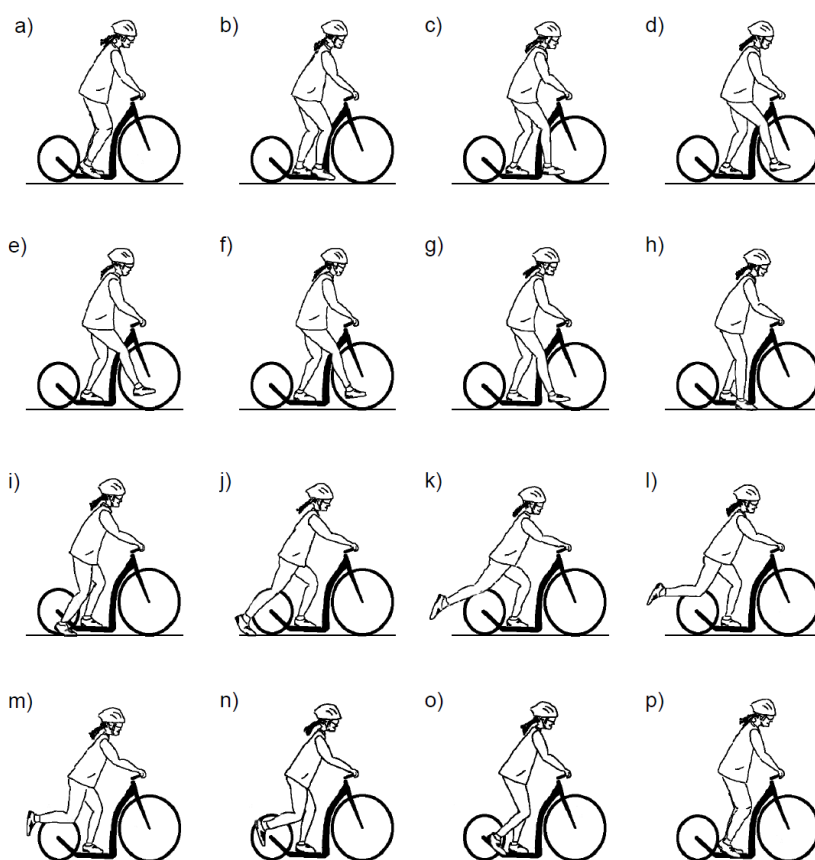
Techniku můžeme rozdělit na pasivní a aktivní. Pasivní technika popisuje stav, kdy jezdec nevykonává žádný pohyb a využívá pouze kinetické energie nebo také vhodného sklonu terénu. Jezdec tedy většinou zaujme co nejvýhodnější postoj, tak aby co nejvíce zmenšil svůj aerodynamický odpor, nohama přitom stojí šikmo na nášlapné ploše. Samozřejmě při běžné jízdě jezdec zcela neleží na řídítkách, to se následně mění při závodní poloze. Výhoda je tedy jak ve snížení aerodynamického odporu, tak v přenosu těžiště více nad přední osu kola. Pasivní technika se také využívá při intenzivnějším brzdění, kdy se naopak jezdec snaží přenést těžiště co nejvíce dozadu, tak aby mohl brzdit intenzivněji přední i zadní brzdou a nedošlo tak k pádu vlivem setrvačných sil. Díky tomu, že koloběžka nedisponuje žádnými převody, je rychlost, kdy je odrážení ještě efektivní omezena. Závodníci jsou schopni efektivně se odrážet ještě okolo 30 km/h, běžný jezdec pak dosahuje svého maxima okolo 25 km/h [1][2].



Obr. 4 Základní postoj při pasivní jízdě jezdce na koloběžce [1]

Při aktivní jízdě je základní předpoklad střídání odrazové a stojné končetiny, tak aby nedocházelo k jednostranné nadměrné zátěži. Existuje mnoho technik střídání nohou, od základního přešlapování přes špičku stojné nohy, až po přeskakování, kdy jezdec využívá opěrného bodu řídítek. Jezdec přeneše svou váhu na řídítka a pomocí rukou se vzpřímí, tím dojde k odlehčení stojné nohy, to usnadní přeskok, takzvaně výměnu stojné nohy. Tato výměna nohou však vede k vyšším dynamickým účinkům, kdy jezdec opět dopadá druhou stojnou nohou na nášlapnou plochu [1].

Na Obr. 5 lze vidět základní provedení odrazu, obdobný typ odrazu bude zkoumán při následném měření sil. Následující text bude zaměřen převážně na tento typ odrazu. Pozice na obrázku *a* až *d* značí přípravu na odraz, kdy jezdec stojí na nášlapné ploše a odrazová noha míří dopředu ve směru jízdy k ose předního kola. Souběžně s tímto pohybem se stojná noha narovná a tělo míří do předu nad řídítka. Tímto je jezdec připraven na odraz. Odraz začíná švihem zpět, ke kontaktu chodidla s vozovkou dochází zhruba v úrovni stojné nohy až mírně za ní. Stojná noha se v tu chvíli mírně pokrčí. Dochází k přenosu síly mezi vozovkou a chodidlem jezdce, až do chvíle, než odrazová noha ztratí kontakt. Po celou dobu směřuje odrazová noha za jezdce. Po vykonání odrazu dochází k návratu odrazové nohy zpět k tělu jezdce. Stojná noha se navrácí do vzpřímené pozice. Pro udržení konstantní rychlosti jezdec vykonává systematicky tyto pohyby neustále dokola. Více zatěžována je pak stojná noha, jelikož dochází k dřepování, proto je tedy nutné nohy střídát. Při závodní jízdě je noha na začátku odrazu vykopávána až k úrovni řídítkům. Detailněji se lze s problematikou techniky jízdy seznámit v diplomové práci na téma *Aplikace koloběhu pro zrakově postižené* od autorky Šárky Kittlerové, z které jsou použité obrázky a částečně z ní čerpal tento text [1].



Obr. 5 Kinogram základní varianty odrazu [1]

1.3 SOUČASNÉ LEGISLATIVNÍ POŽADAVKY KLADE NÉ NA KOLOBĚŽKY

V současnosti existuje pouze jedna norma s označením ČSN EN 14619 zahrnující požadavky, které musí koloběžka z právního hlediska splňovat. Norma je značně zastaralá a nereflektuje dnešní nároky na funkci a konstrukční provedení koloběžek. Proto je nutné stanovovat interní metodiku testování [2][5].

Tato metodika by měla ze značné míry vyházet z analýzy jízdních dat, které by měly sloužit jako podklad pro stanovení jízdních cyklů pro konkrétní typy koloběžek. Tak aby produkt mohl sloužit po celou dobu své předpokládané životnosti.

2 SOUČASNÉ TESTOVACÍ STAVY

V současnosti nelze na trhu nalézt žádné komerční řešení testovacích stavů, které by byly schopny simulovat jízdu jezdce na koloběžce a prověřit únavovou životnost. Existují sice testovací stanice pro jízdní kola, ty však nejsou vhodné pro koloběžky [2].

Bylo využito poznatků z testovacího stavu s názvem „Karel I“, který již dříve autor této práce navrhnul. Jedná se o poloautomatickou testovací stanici. Tato stanice ovšem dokáže vyvozovat síly pouze na nášlapnou plochu. Nelze tedy simulovat zatížení na řídítka. Nastavit jde pouze jedna amplituda zatížení a velikost působící síly nelze měnit.

Na obrázku níže lze vidět testovací stanici Karel I. Obsahuje jeden zatěžující element „pneumatickou nohu“, která je tvořena dvojčinným pneumatickým válcem a propojovacím mezikusem. Ta je upevněna na nášlapné ploše koloběžky. Elektromagnetický ventil pak rozhoduje, zda bude stlačený vzduch proudit do horní či dolní komory pneumatického válce. Tento ventil je posléze napojen na řídicí jednotku, kde je možno nastavit dobu otevření dolní a horní komory. Škrťací ventily pak umožňují jemnou regulaci průtoku vzduchu. Na vstupním redukčním ventilu se volí požadovaný tlak, který zajišťuje vyvození požadované síly. Tímto způsobem je možno nastavit požadovanou amplitudu a působící sílu. Tyto parametry však nelze v průběhu testu měnit. Umístěné počítadlo následně udává počet provedených cyklů.



Obr. 6 Testovací stanice Karel I.

Konstrukce rámu testovací stanice je vyrobena z tenkostěnného čtvercového profilu 50x50x2 z konstrukční oceli S235. Svařena pak technologií MAG. Rozměrovou stavitelnost zajišťuje systém drážek na konkrétních profilech. Testovací stanice je tak rozměrově přestavitelná jak svisle, tak podélně a lze ji tak přizpůsobit různé velikosti koloběžek.

Výhodou tohoto provedení je fakt, že se jedná o jednoduchou konstrukci s poměrně snadným řízením a její cenová náročnost tak není velká. Dlouhodobé výsledky z této testovací stanice ukazují, že je její funkce více než přínosná, jelikož již dopomohla k mnoha vylepšením, která do značené míry eliminovala nežádoucí problémy při reálném provozu. Nevýhodou je pak nemožnost zatěžovat řídítka, případně řídit průběh síly, a to jak velikost, tak dobu zatížení. Nenachází se zde žádné snímače či tenzometry nelze tak exaktně popsat chování koloběžky při únavovém chování. To je do jisté míry značně omezující a zpomaluje to proces analýzy a eliminace možného problému.

3 NÁVRH MĚŘENÍ PŮSOBÍCÍCH SIL

Aby bylo možné mít dostatečně dimenzovanou testovací stanici, bylo nutné provést jízdní test podélné jízdy, ze kterého byly následně získány a analyzovány data. Měření působících sil od jezdce na koloběžku doposud nebylo provedeno, alespoň tedy není veřejně dostupné.

3.1 MĚŘENÝ OBJEKT

Pro měření byla zvolena koloběžka Kostka TOUR FOLD Obr. 2. Jedná se o koloběžku s předním 26“ a zadním 20“ kolem. Rozměry této koloběžky jsou uvedeny v následující tabulce. Tyto hodnoty budou následně využity v další části práce.

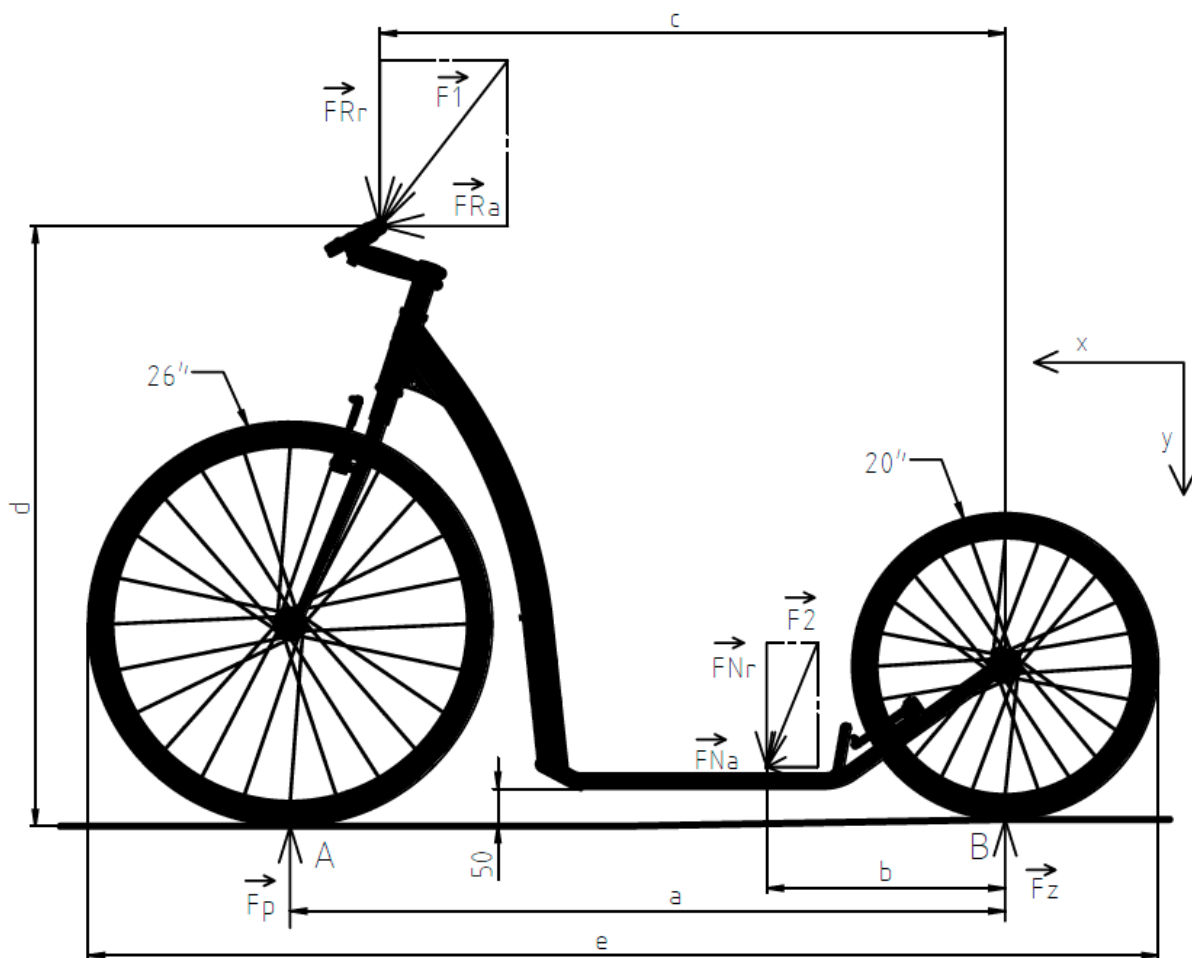
Tab. 1 Rozměry koloběžky Kostka TOUR FOLD [6]

	Název	Rozměr	Jednotka
a	Rozvor kol	1165	mm
b	Vzdálenost působící síly od zadního kola	385	mm
c	Vzdálenost od středu zadního kola po střed řídítek	1100	mm
d	Výška řídítek	960	mm
e	Délka koloběžky	1720	mm

3.2 SÍLY PŮSOBÍCÍ NA KOLOBĚŽKU

Pro analýzu byl stanoven předpoklad působících sil od jezdce na koloběžku. Takzvaně na nášlapnou plochu a řídítka. V průběhu jízdy samozřejmě vznikají síly jako reakce způsobené nerovnostmi vozovky. Ty by se však měly do značené míry projevit v silách působících na řídítka a nášlapnou plochu. Toto působení však analyzováno nebude. Práce je zaměřena na síly, které vyvozuje jezdec při podélné jízdě.

Na obrázku níže lze vidět základní úvahu o silách, kterými jezdec na koloběžku působí. Jedná se o podélnou $\vec{FRa}$ a svislou složku síly $\vec{FRr}$ a její výslednici $\vec{F1}$, která je vyvozena jak při odražení, tak při opření jezdce o řídítka. Následně pak o podélnou $\vec{FNā}$ a svislou složku $\vec{FNr}$ síly a její výslednici $\vec{F2}$, působící na nášlapnou plochu.



Obr. 7 Schéma předpokládaných silových účinků na koloběžku od jezdce

Jedná se pouze o předpoklad působících sil. Ten byl však nutný pro umístění tenzometrů pro měření.

Do úvahy byl zahrnut fakt, že jezdec musí vyvolat podélnou složku síly, aby uvedl koloběžku do pohybu. Tato síla by pak měla být přenášena přes řídítka koloběžky, případně také přes nášlapnou plochu. Vycházeno bylo také z dřívějšího měření uvedeného v autorově bakalářské práci [2].

Aby se jezdec na koloběžce mohl pohybovat v před, je nutné, aby podélná síla působila ve směru jízdy a byla větší než pasivní odpory, působící proti směru pohybu. Je těžké z předběžné analýzy určit, zda je síla přenášena pouze přes řídítka koloběžky nebo také nášlapnou plochu. Může být však také přenášena přes odrazovou nohu jezdce.

Na testovacím stavu pak bude nutné vyvolat ekvivalentní zatížení a reflektovat tak působící síly na koloběžku od jezdce. Mohou se zde vyskytovat další působící síly, jako jsou například již zmíněné nerovnosti na vozovce nebo sjíždění z obrubníků. To však nebude v této práci zkoumáno.

3.3 TENZOMETRY

Před samotným měřením, bylo nutné vybrat vhodné tenzometry a zvolit jejich umístění. Odporové tenzometry nacházejí využití především v oblasti experimentální analýzy napětí, sil, tlaků, případně kroutícího momentu, lze s nimi však měřit také posunutí, výchylky a zrychlení kmitavého pohybu. K měření požadovaných veličin dochází na základě měření přetvoření, a tedy příslušné změny napětí, jedná se tak o nepřímé měření síly, napětí nebo tlaku [10].

Hlavní výhody odporových tenzometrů spočívají především v možnosti dálkového přenosu hodnot a možnosti dalšího zpracování těchto hodnot, a to například pomocí filtrace, derivace, Furierovy transformace, integrace a dalších druhů analýz. Umožňují měřit jak statické, tak dynamické namáhání, a to až k velmi vysokým frekvencím, omezení nastává ve většině případů spíše měřicím zařízením než tenzometrem. Jsou málo rozměrově náročné a jejich hmotnost je minimální. Nedochází tak k ovlivnění měřeného objektu, pokud se však nejedná o tenké stěny, kdy tenzometry vyztužují konstrukci. Je možné je také umístit na různě zakřivené povrchy. Je však třeba brát v potaz určitou zkušenost s lepením těchto tenzometrů, volbě místa a velikosti, ale také následné kalibraci. Proto bylo rozhodnuto přenechat lepení a kalibraci na externí firmě, jelikož disponuje potřebnými zkušenostmi [10].

Snímače s tenzometry se vyznačují především vysokým výstupním signálem, využitelností v prostředí s rušivými elektromagnetickými vlivy, ale také vysokou životností, která dosahuje až 10^9 cyklů plného pracovního zatížení [11].

3.3.1 ROZDĚLENÍ TENZOMETRŮ

Tenzometry můžeme rozdělit na kovové a polovodičové. Kovové se dělí na drátkové, jedná se o tenzometry používané dnes už v malé míře, spíše pak pro speciální účely – vysoké teploty, velké deformace a podobně. Dále na fóliové, které budou více popsány v další části textu a vrstevné. Ty jsou buď vakuově nanesené nebo naprašované, použití nachází převážně pro snímače tlaku. Tyto kategorie se mohou dále dělit. Další část práce se však bude zabývat pouze fóliovými a polovodičovými tenzometry [10].

POLOVODIČOVÉ TENZOMETRY

Tyto tenzometry využívají jevu piezorezistence některých materiálů, převážně však křemíku. Mezi jejich hlavní výhody patří vysoký součinitel citlivosti, dovolují tak měřit i velmi malá přetvoření, to až 100x více než je běžné u kovových tenzometrů. Mají vysokou únavovou životnost a vynikající stabilitu, neprojevuje se u nich hystereze v širokém rozsahu teplot, drift nebo creep. Disponují také vysokým odporem. Vysoká deformační citlivost tak dovoluje měřit bez zesilovačů s běžnými ohmmetry, voltmetry a osciloskopy. Vysoká prahová citlivost pak umožňuje měřit deformaci kovů již od miliontiny milimetru na délkovém metru [10][12].

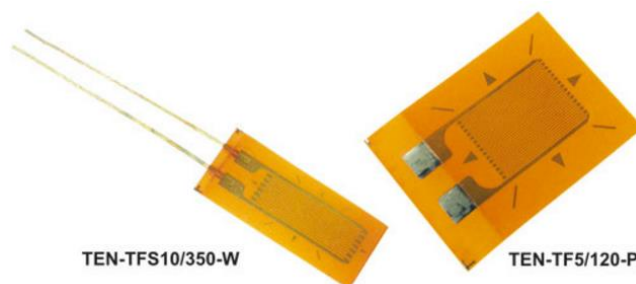


Obr. 8 Polovodičové tenzometry od společnosti VTS Zlín [12]

V praxi však prozatím tyto tenzometry nejsou tak rozšířené jako kovové. I když již byl částečně vyřešen problém s odolností proti tahovým deformacím, srovnatelným s deformacemi kovových materiálů vyšetřovaných konstrukcí. Stále zůstává množství problémů spojené s jejich citlivostí, chováním vůči změnám teploty a podobně [10].

FÓLIOVÉ TENZOMETRY

Jedná se v současnosti o nejpoužívanější kovové tenzometry. Tyto tenzometry se připevňují speciálními lepidly na podložku, pokud je povrch opatřen lakem, je dobré před lepením lak obrousit, aby byl tenzometr lepen na základní materiál. Měřicí mřížka je pak vytvořena z fólie, většinou leptáním. Podložka je převážně vyráběna z polyamidu nebo se skelnými vlákny vyztuženými fenolovými filmy. Fóliové tenzometry mají větší předpoklady pro dosažení lepších metrologických vlastností, než drátkové tenzometry [10].



Obr. 9 Fóliové tenzometry [13]

Výhodou těchto tenzometrů zůstává fakt, že může být vyrobena jakákoliv konfigurace měřicí mřížky, jedinou podmínkou je její délka minimálně 0,4 mm. Současně pak může být využito vyššího napájecího napětí. Výroba probíhá vyleptáním měřících mřížek včetně jejich propojení a kompenzačních odporů z jedné fólie. Této technologii výroby se říká „laminated technique“. Malé snímače však trpí některými nepříznivými charakteristikami, jako je creep a hysterze [10].

Creep se projevuje při lepení tenzometru na dané místo, při konstantním statickém zatížení po určité době dochází k poklesu poměrné veličiny. Hysterze je dána rozdílem v hodnotě naměřené změny odporu při vzrůstu a následném poklesu přetvoření na shodné úrovni přetvoření [10].

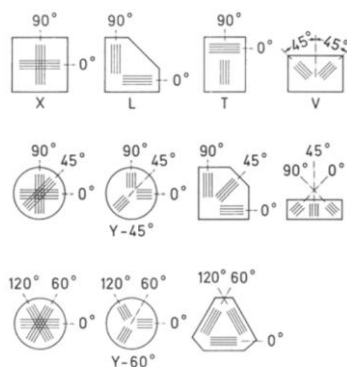
3.3.2 DRUHY ODPOROVÝCH TENZOMETRŮ

Existuje mnoho různých typů a velikostí odporových tenzometrů. S různým tvarem a uložením měřicí mřížky a pájených kontaktů. A to z důvodu různorodých požadavků pro jednotlivé aplikace. Další část textu je však zaměřena na tenzometrické kříže, růžice a lineární tenzometry.

TENZOMETRICKÉ KŘÍŽE A RŮŽICE

Využívají se při vyšetřování rovinné napjatosti, jelikož je třeba měřit deformaci ve více směrech. Pokud jsou známy směry hlavních napětí, používají se tenzometrické kříže. Ty mají vinutí pod úhlem 90 stupňů. Rozdělení je dle tvaru křížení měřících základů. Mezi nejznámější patří typy X, L, T, V [10].

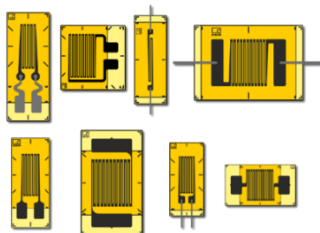
Pokud není znám směr hlavních napětí pro vyšetřování rovinné napjatosti, je třeba měřit deformaci nejméně ve třech nezávislých směrech. Pro tento účel jsou využívány tenzometrické růžice. Dvě základní provedení se od sebe liší natočením měřících základů. Provedení je buďto $0^\circ/45^\circ/90^\circ$ nebo $0^\circ/60^\circ/120^\circ$. Vyrábí se několik různých provedení. Rozdíly mezi oběma provedeními jsou však minimální. Pokud jsou známy alespoň přibližně směry hlavních napětí, využívají se růžice prvního typu [10].



Obr. 10 Tenzometrické kříže a růžice [10]

LINEÁRNÍ TENZOMETRY

Jedná se o univerzální tenzometry vhodné k měření deformací v jednom směru. Vyrábí se různé velikosti a tvary. Je možné vybrat provedení s teplotní samokompensací dle požadovaného materiálu, jako je ocel, hliník a další [33].



Obr. 11 Druhy lineárních tenzometrů [33]

3.3.3 ZÁKLADNÍ CHARAKTERISTIKY ODPOROVÝCH TENZOMETRŮ

DEFORMAČNÍ SOUČINITEL TENZOMETRU

Tenzometr funguje na základě změny délky metalického snímače, která způsobuje změnu jeho odporu R [10].

Změna odporu R je pak následně dána vztahem [10]:

$$R = \rho \frac{L}{S} \quad (1)$$

Kde: ρ je specifický odpor

L délka odporového vodiče

S příčný průřez odporového vodiče

Následně lze pro konečnou změnu odporu ΔR odvodit vztah [10]:

$$\frac{\Delta R}{R} = k\varepsilon \quad (2)$$

Kde: k bezrozměrný proporcionální součinitel
 ε poměrné prodloužení

K-faktor v sobě zahrnuje vliv měřicí mřížky a celé konfigurace tenzometru. Výrobce vždy provede na statisticky významném počtu kusů měření k-faktoru a jeho hodnotu uvede na balení, včetně příslušné tolerance. Hodnota se většinou pohybuje kolem 2 pro mřížky vyráběné z konstantanu [10].

Tato bezrozměrná veličina je ovlivněna teplotou. Měření této hodnoty se provádí při pokojové teplotě. Výrobce tenzometrů, ale také udává i teplotní koeficient, kterým je možné přepočítat hodnotu k-faktoru z teploty pokojové na teplotu měřeného místa. Závislost k-faktoru při přepočtu není zcela lineární, ale lineární náhrada je dobrá aproximace. U mřížky z konstantanu je závislost vzrůstající. Závislost změny odporu a přetvoření pak není nikdy lineární, ale má parabolický charakter. Rozdíl mezi lineární náhradou a reálnou závislostí je však do určité hodnoty malý, proto jej lze zanedbat. Tato závislost se odvíjí od použitého materiálu. U konstantanu se pohybuje okolo $150\,000\,\mu\text{m}\cdot\text{m}^{-1}$ [10].

PŘÍČNÁ CITLIVOST

I když by u tenzometrů nemělo docházet k jejich deformaci v příčném směru k jejich aktivní délce, nelze tomu zcela zamezit. Příčná citlivost udává poměr mezi deformačním součinitelem tenzometru ve směru aktivní délky a deformačním součinitelem tenzometru v příčném směru aktivní délky [10].

Definice příčné citlivosti tenzometru [10]:

$$q = \frac{k_t}{k_l} \quad (3)$$

Kde: k_t je deformační součinitel tenzometru ve směru aktivní délky
 k_l deformační součinitel tenzometru ve směru příčném na směr aktivní délky

Tyto součinitele lze stanovit následovně [10]:

$$k_l = \frac{\Delta R/R_0}{\varepsilon_l} \quad (4)$$

$$k_t = \frac{\Delta R/R_0}{\varepsilon_t} \quad (5)$$

Kde: ε_l je poměrné prodloužení ve směru příčném na směr aktivní délky tenzometru
 ε_t poměrné prodloužení ve směru aktivní délky tenzometru
 R_0 počáteční odpor

Běžná příčná citlivost tenzometrů bývá méně než 0,008. K zamezení příčné citlivosti se využívá zesílení na koncích jednotlivých smyček v měřicí mřížce. Tím dochází ke koncentraci přetvoření na menší prostor. Díky tomu není ovlivněna celá aktivní část tenzometru [10].

3.4 MĚŘENÉ SÍLY NA KOLOBĚŽCE

Při návrhu měřených sil bylo vycházeno z předpokladu působících sil uvedených v kapitole 3.2. Polepení tenzometry a kalibraci zajišťovala externí firma.

3.4.1 ŘÍDÍTKA

Na řídítkách je měřena svislá složka síly $\overrightarrow{FR_r}$, podélná složka síly $\overrightarrow{FR_a}$ je pak dopočítána z úhlu, pod kterým ruce na řídítku působí. Toto sice není ideální, ale bohužel se prozatím nepodařilo nalézt zcela vhodné řešení pro měření této síly. Jezdec však při běžné podélné jízdě mění úhel působení rukou v malém rozsahu. Na testovacím stavu ovšem lze nastavit pouze pevný úhel působení zatěžovacích prvků na řídítku, pro tuto aplikaci by tedy měl být výpočet této podélné síly dostačující. Bylo také uvažováno o využití akcelerometru, kdy by podélná síla byla vypočítána rozdílem síly působící na nášlapnou plochu a celkového potřebného zrychlení dané soustavy. Bohužel měřicí zařízení nepodporuje kombinaci tenzometrické karty a karty pro měření zrychlení.

Výsledkem měl být také krut na představci řídítek, způsobený nerovnoměrným zatížením konců. Výsledný moment je však tak malý, že se jej nepodařilo korektně změřit.

3.4.2 NÁŠLAPNÁ PLOCHA

Na nášlapné ploše je pak měřena svislá síla $\overrightarrow{FN_r}$ a vzdálenost této působící síly b . Pro zjednodušení však nebyl tento parametr zahrnut a jezdec tak při měření stál vždy na stejném

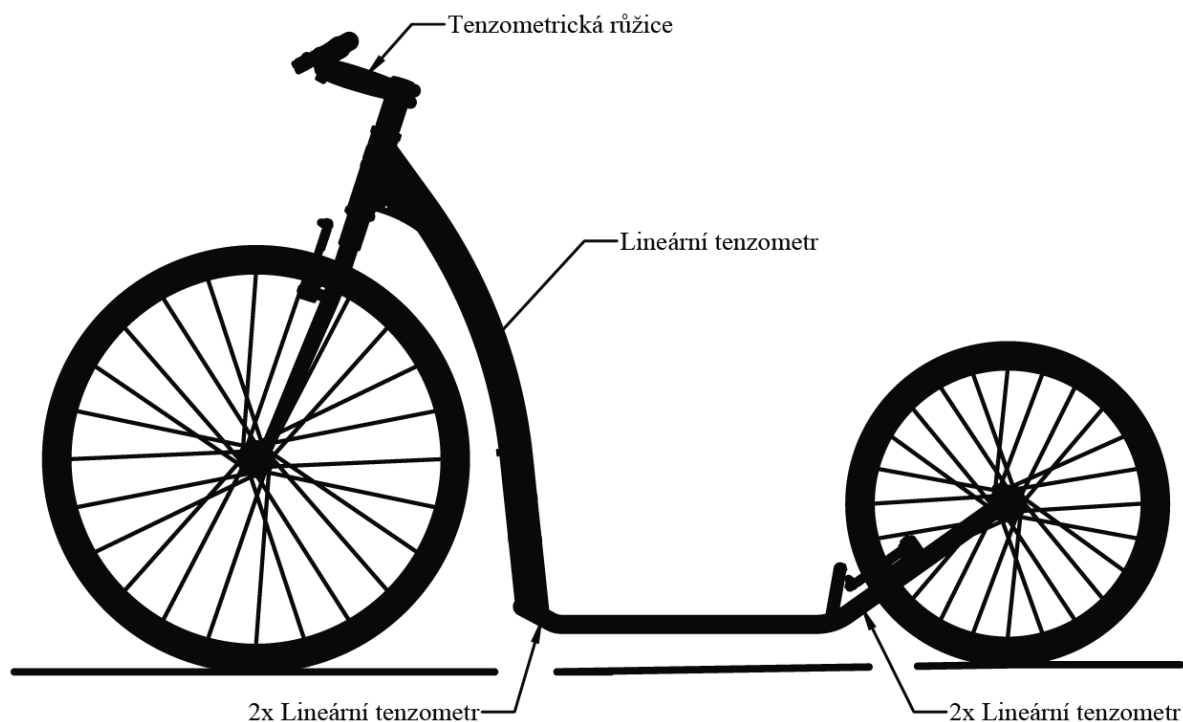
místě nášlapné plochy, tak aby působil ve stejné vzdálenosti. Hodnota této vzdálenosti je pak uvedena v Tab. 1. Doposud se nepodařilo z naměřených dat zjistit podélnou složku působící na nášlap $\vec{FNa}$. Nedaří se sestavit kalibrační rovnice pro tuto složku síly tak, aby nebyla ovlivňována svislou složkou síly. Tento problém má na starosti externí firma, která ho řeší, zatím však nebylo nalezeno žádné vhodné řešení. I když se zde opět uvažovalo o využití akcelerometru, stále je zde omezení v měřicím zařízení, do kterého nelze umístit dvě měřicí karty. Na testovacím stavu lze nastavit pouze pevný úhel působení síly na nášlapnou plochu, proto by pak podélná síla musela být zprůměrována a zvolen vhodný kompromis.

3.5 UMÍSTĚNÍ TENZOMETRŮ

Bylo použito celkem 5 lineárních tenzometrů a 1 tenzometrická růžice se tříčtvrtečním zapojením, umístěná na představci koloběžky. Představec koloběžky byl zvolen proto, aby existovala následná možnost analýzy vlivu geometrie různých typů řídítek koloběžky. Na nášlapné ploše se nachází v přední části koloběžky dva lineární tenzometry, další dva jsou pak na zadních ramenech rámu, pro uchycení zadního kola. Poslední tenzometr se nachází na rámové trubce.

Na Obr. 12 je znázorněno rozmístění tenzometrů, některé tenzometry byly použity pro zjištění napětí (přetvoření v daném místě rámu), proto nejsou použity v kalibračních rovnicích.

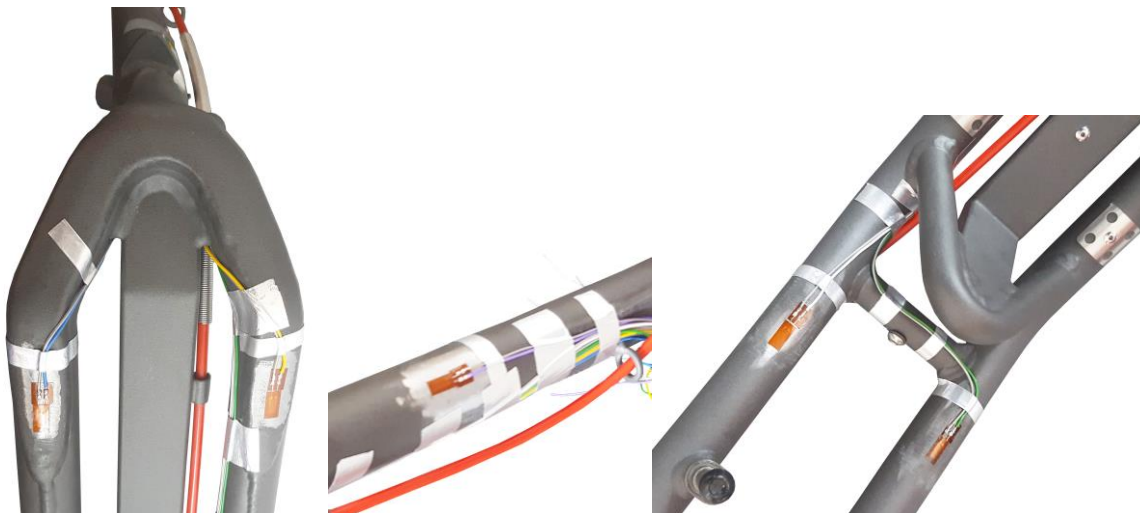
Umístění na spodní straně nášlapu není zcela vhodné, jelikož při jízdě může dojít k poškození těchto tenzometrů. Bohužel na horní straně nášlapné plochy byla v tomto místě umístěna díra pro nýt, proto byly tenzometry umístěny ze spodní části. Aby nedošlo k poškození, bylo toto místo následně opatřeno krytem. Do budoucna se však počítá se změnou tohoto umístění.



Obr. 12 Umístění tenzometrů

3.5.1 LEPENÍ TENZOMETRŮ

Lepení i kalibraci tedy prováděla externí firma. Na obrázcích níže lze vidět aplikaci tenzometrů na jednotlivých místech koloběžky. Z povrchu byla obroušena barva a povrch byl očištěn až na základní materiál.



Obr. 13 Ukázka polepení koloběžky tenzometry (zleva přední část rámu, rámová trubka, zadní ramena rámu pro uchycení kola)

Následně byly tenzometry překryty ochranným povlakem, který je vysoce odolný proti mechanickému poškození a přelepeny aluminiovou páskou.

Vodiče od tenzometru byly vyvedeny do konektoru umístěném na rámové trubce.



Obr. 14 Konektor umístěný na koloběžce

K patici konektoru je připojen 16žilový plochý kabel, propojující měřicí modul s tenzometry.

3.6 KALIBRACE

Kalibrace probíhala pomocí tenzometrického siloměru. Koloběžka byla postupně zatěžována v jednotlivých směrech působení sil. Byl vytvořen graf závislosti přetvoření daného tenzometru

nebo skupiny tenzometrů, na velikosti působící síly. Následně byly tyto body aproximovány přímkou a vyčtena kalibrační rovnice.

3.6.1 KALIBRAČNÍ ROVNICE

V následujícím textu jsou uvedeny kalibrační rovnice pro jednotlivé síly.

KOLMÁ SÍLA NA NÁŠLAPNOU PLOCHU

Velikost kolmé síly na nášlapnou plochu FNr se určí na základě tenzometrů na nášlapné ploše a na zadních ramenech koloběžky:

$$FNr = 1122000 \cdot (abs(SG_4) + abs(SG_5) + abs(SG_6) + abs(SG_7)) \quad (6)$$

Kde: SG_4 je přetvoření v levé části nášlapné plochy

SG_5 přetvoření v pravé části nášlapné plochy

SG_6 přetvoření v levé části zadní vidlice

SG_7 přetvoření v pravé části zadní vidlice

FNr kolmá síla na nášlapnou plochu koloběžky

Znaménko pak určuje směr působení síly, kladné je ve směru osy y dle Obr. 7.

URČENÍ KOLMÉ SÍLY ŘÍDÍTKA KOLOBĚŽKY

Velikost kolmé síly působící na řídítka se určí na základě tenzometru na představci:

$$FRr = -683400 \cdot SG_1 \quad (7)$$

Kde: SG_1 je přetvoření na představci

FRr kolmá síla na řídítka koloběžky

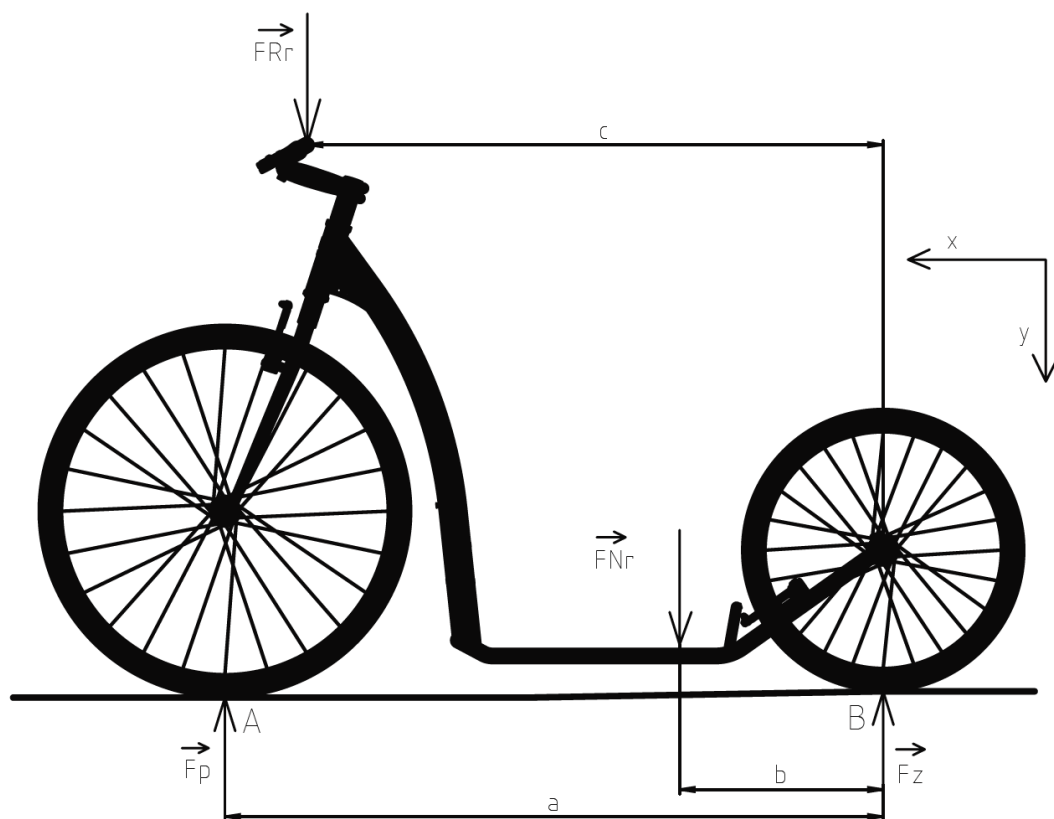
Znaménko pak určuje směr působení síly, kladné je ve směru osy y dle Obr. 7.

3.6.2 OVĚŘENÍ KALIBRACE

Před měřením podélné jízdy bylo provedeno ověření kalibrace kolmých sil. A to tak, že koloběžka měla zablokované přední kolo ve stojanu. Díky tomu šlo na koloběžce stát oběma nohama a držet se řídítek koloběžky. I když musel jezdec ve statické poloze lehce vyvažovat svoje těžiště, byla koloběžka co nejvíce v kolmé poloze vůči vozovce. Po několika zkouškách došlo na měření. Měřicí zařízení a popis měření je uveden v kapitole 4.

Jezdec si tedy stoupl na koloběžku se zablokováním předním kolem a oběma rukama chytil řídítka co nejvíce souměrně. Následně přenášel svoji váhu od zadní části koloběžky, což je pozice více nad nášlapnou plochou, postupně nad řídítka. Jak lze vidět na Obr. 15, jezdec

vyvolává dvě kolmé síly a to sílu $\overrightarrow{FRr}$ a $\overrightarrow{FNr}$. Ze silové rovnováhy by pak součet těchto sil, měl být roven hmotnosti jezdce (se zahrnutím tíhového zrychlení) viz rovnice (8).



Obr. 15 Ověření kalibrace

Z druhého Newtonova zákona platí:

$$FRr + FNr = m \cdot g \quad (8)$$

Kde: m hmotnost jezdce

g tíhové zrychlení

Výpočet reakcí vznikající pod koly koloběžky ze sílové rovnováhy v ose y:

$$\sum Fy = 0 \quad (9)$$

$$FRr + FNr - Fp - Fz = 0 \quad (10)$$

Moment k bodu A:

$$\sum M_A = 0 \quad (11)$$

$$FRr \cdot (a - c) + FNr \cdot (a - b) - Fz \cdot a = 0 \quad (12)$$

Kde: F_z je reakce pod zadním kolem

F_p reakce pod předním kolem

Z toho lze odvodit:

$$F_p = FRr + FNr - F_z \quad (13)$$

$$F_z = \frac{FRr \cdot (a - c) + FNr \cdot (a - b)}{a} \quad (14)$$

Naměřená data byla zpracována v softwaru DIAdem. Do výpočtu byly zahrnuty kalibrační rovnice a vypočtena velikost sil FRr a FNr , směr síly souhlasí se souřadným systémem z Obr. 15.

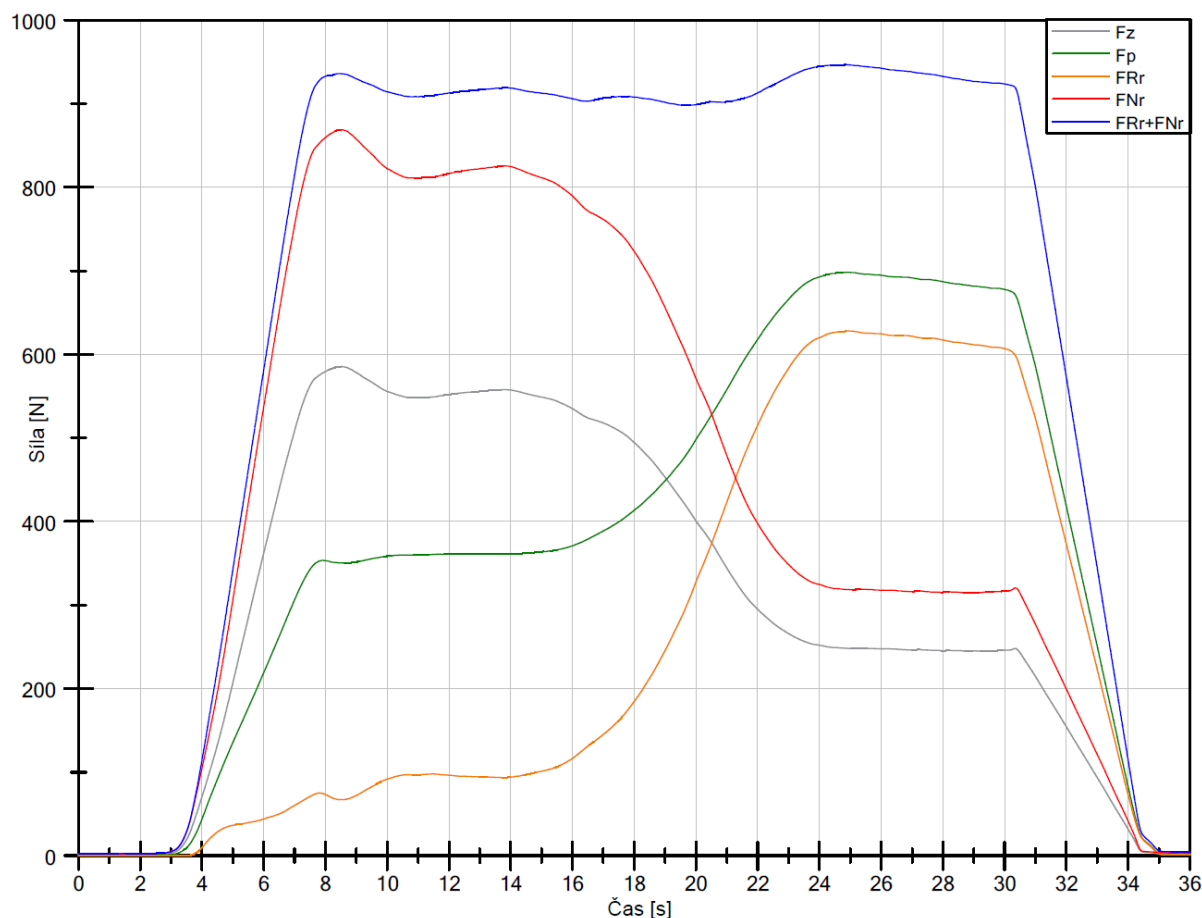
Vzorkovací frekvence byla 1000 Hz. Data obsahovala šum, proto byla použita funkce Smooth (plovoucí průměr), která vyhladila výsledné křivky. Vždy bylo zprůměrováno 500 vzorků. Toto zpracování dat není ideální, ale díky tomu se zvýšila přehlednost grafu a byl odfiltrován šum, způsobený ne zcela statickou polohou jezdce na koloběžce. Člověk totiž není schopen stát na koloběžce zcela bez chvění.

Sečtením kolmé síly na nášlap a řídítka byla stanovena celková působící kolmá síla. Rovnice (13) a (14) byly využity pro stanovení reakčních sil pod koły. Síly byly vyneseny do grafu Obr. 16. Tento graf zobrazuje závislost rozložení celkové kolmé síly na řídítka a nášlapnou plochou koloběžky. Dále také změnu zatížení předního a zadního kola.

Hmotnost jezdce byla 94,1 kg. Po dosazení do rovnice (8), pak vyšla celková kolmá síla působící od jezdce na koloběžku ve statické poloze 923,12 N.

Dosazením do rovnice (8):

$$FRr + FNr = 94,1 \cdot 9,81 = 923,12 \text{ [N]} \quad (15)$$



Obr. 16 Graf - Ověření kalibrace

Statistické zpracování dat bylo provedeno v Excelu. Výsledky pak uvedeny do Tab. 2. A to od 10 sekundy kdy došlo k ustálení, až po čas 30 s.

Tab. 2 Statické zpracování dat z Obr. 16

	FNr+FRr [N]	FNr [N]	FRr [N]	Fp [N]	Fz [N]
Průměr	919,24	564,37	354,87	542,56	376,68
Medián	914,72	571,31	327,49	518,03	380,78
Max	946,51	825,32	627,92	726,60	543,64
Min	903,09	315,00	91,74	372,44	217,24
Průměrná odchylka	12,94	207,33	217,48	142,74	132,49

Průměrná odchylka byla 12,94 N, což lze považovat za uspokojivé, jelikož jezdec při změně svého těžiště nebyl schopen přecházet mezi polohami zcela plynule. Může se také jednat o nepřesnost měření, vzhledem k velikosti sil však je tato odchylka minimální. Průměr je pak od 923,12 N rozdílný pouze o 3,89 N a medián o 8,4 N.

4 MĚŘÍCÍ ŘETĚZEC A APLIKACE PRO ZÁZNAM DAT

Po aplikaci tenzometrů na rám a představec koloběžky, bylo potřeba zvolit měřicí zařízení a vhodný software pro sestavení aplikace sloužící k záznamu dat.

Na začátku bylo uvažováno o několika možných způsobech využití měřicí techniky. Bylo nutné porovnat několik faktorů, počínaje cenou, možností následného využití této techniky do budoucna a v neposlední řadě komunikací s vhodným softwarem.

Navštívena byla firma VTS sídlící ve Zlíně, která je schopna zajistit výrobu zakázkové měřicí techniky. Lze si zvolit například počet a parametry vstupů zařízení, možnosti ukládání a další technickou specifikaci. Na základě toho je následně vyrobeno měřicí zařízení. Výhodná je cenová dostupnost. Nevýhody ovšem spočívají v dodací lhůtě takového zařízení, využití nevhodného softwaru, a hlavně v jedno účelnosti.

Následně bylo zkoumáno měřicí zařízení od firmy HMB, jelikož je tato firma jedním z předních výrobců v oblasti měřicí techniky. A to konkrétně ústředny QuantumX. Zde je však vyšší pořizovací cena a velikost zařízení [14].

Potencionál byl spatřen v měřicí technice od společnosti National Instruments, jelikož ji lze využít také pro řízení. Po předběžném prozkoumání jejich produktů byla kontaktována technická podpora. Z následné komunikace vyplynuly potřebné základní informace o produktech. V tu dobu, se konala konference v Bratislavě, kde bylo možné vidět produkty této společnosti a také možnost se s nimi seznámit. Což byl pro následující práci velký přínos [34].

Výhody produktů od společnosti National Instruments spočívají hlavně v komplexnosti řešení, kdy měřicí zařízení, či některá jeho část, může taktéž sloužit k následnému řízení testovací stanice. Nemluvě o možnosti softwaru Labview, který má velké možnosti jak v oblasti řízení, tak měření, případně analýze dat. Navíc práce s ním je velice intuitivní. Proto bylo rozhodnuto vybrat produkty od této společnosti [34].

4.1 SESTAVENÍ MĚŘICÍHO ŘETĚZCE

Jak bylo zmíněno v předchozím textu, byly využity produkty od National Instruments.

4.1.1 MĚŘÍCÍ ZAŘÍZENÍ

Pro měření bylo zvoleno jednoslotové měřicí zařízení ze série CompactDAQ s označením cDAQ-9171. Spojení s tabletem zajišťuje USB kabel [29].

Zařízení je velmi kompaktní, což byl jeden z důvodů volby. Další nesmírnou výhodou je, že tenzometry mohou být napájeny přímo z tabletu přes USB. Není tak potřeba žádná externí baterie pro napájení. Tím odpadá přebytečná hmotnost a nutnost mít baterii někde umístěnou.

MODUL NI 9235

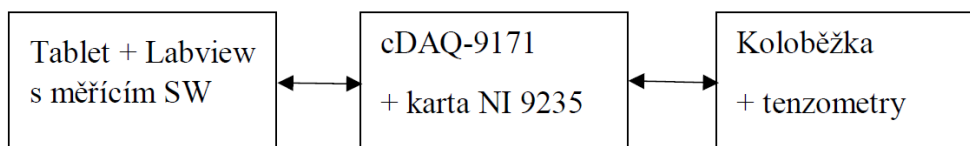
Jedná se o osmi kanálový modul pro čtvrt můstkové napájení tenzometrů s analogovým vstupem. Vzorkovací frekvence pro každý kanál je 10 kS/s. Modul je uzpůsoben pro tenzometry s odporem 120 ohmů, které byly na koloběžku použity [30].



Obr. 17 cDAQ-9171 + NI 9235

4.1.2 MĚŘÍCÍ ŘETĚZEC

Na tabletu s nainstalovaným Labview je nahrána aplikace pro záznam dat. Pomocí USB kabelu je propojen se zařízením cDAQ, ve kterém je vložen modul (karta) NI 9235. Tato karta je propojena 16žilovým kabelem s tenzometry umístěnými na koloběžce.



Obr. 18 Měřicí řetězec

Pro měření bylo vyrobeno speciální pouzdro, které lze upevnit na řídítka koloběžky. Součástí tohoto pouzdra je kapsa pro tablet, která je opatřena průhlednou fólií, přes kterou lze tablet ovládat. Jezdec tak případně může sledovat aktuální hodnoty měřených sil působících na koloběžku. Toto pouzdro je přizpůsobeno tak, aby do něj mohlo být vloženo kompletní měřicí zařízení. Měřicí zařízení však také může být umístěno například v batohu na zádech jezdce, aby nedocházelo k případnému ovlivňování síly působící na řídítka koloběžky.



Obr. 19 Umístění měřicího zařízení na koloběžce

4.2 NÁVRH APLIKACE PRO ZÁZNAM DAT

Pro záznam dat byl vytvořen program v Labview. Využity byly programovací bloky, které jsou ve vývojovém prostředí k dispozici, převážně pak bloky pro cDAQ. Ze začátku bylo třeba pochopit základní strukturu programování v Labview, jelikož předchozí zkušenosti byly minimální. Aplikace byla také konzultována s externí firmou.

Po vytvoření několika verzí programu, se podařilo vytvořit funkční aplikaci pro záznam dat. Pro zjednodušení zobrazení bylo využito vývojového diagramu, pokud by byl vložen screenshot přímo z Labview, nebyl by obrázek příliš přehledný. V tomto diagramu nejsou vyznačeny všechny zobrazované prvky, které měl jezdec k dispozici, aby nebyl diagram příliš nepřehledný. Hlavní částí programu je ukládání dat, jelikož zobrazování na tabletu jezdec mít k dispozici nemusí. Data jsou zpracovávána až po naměření.

Bloky ve vývojovém diagramu mají anglický popis, jelikož byly použity originální názvy bloků z prostředí Labview.

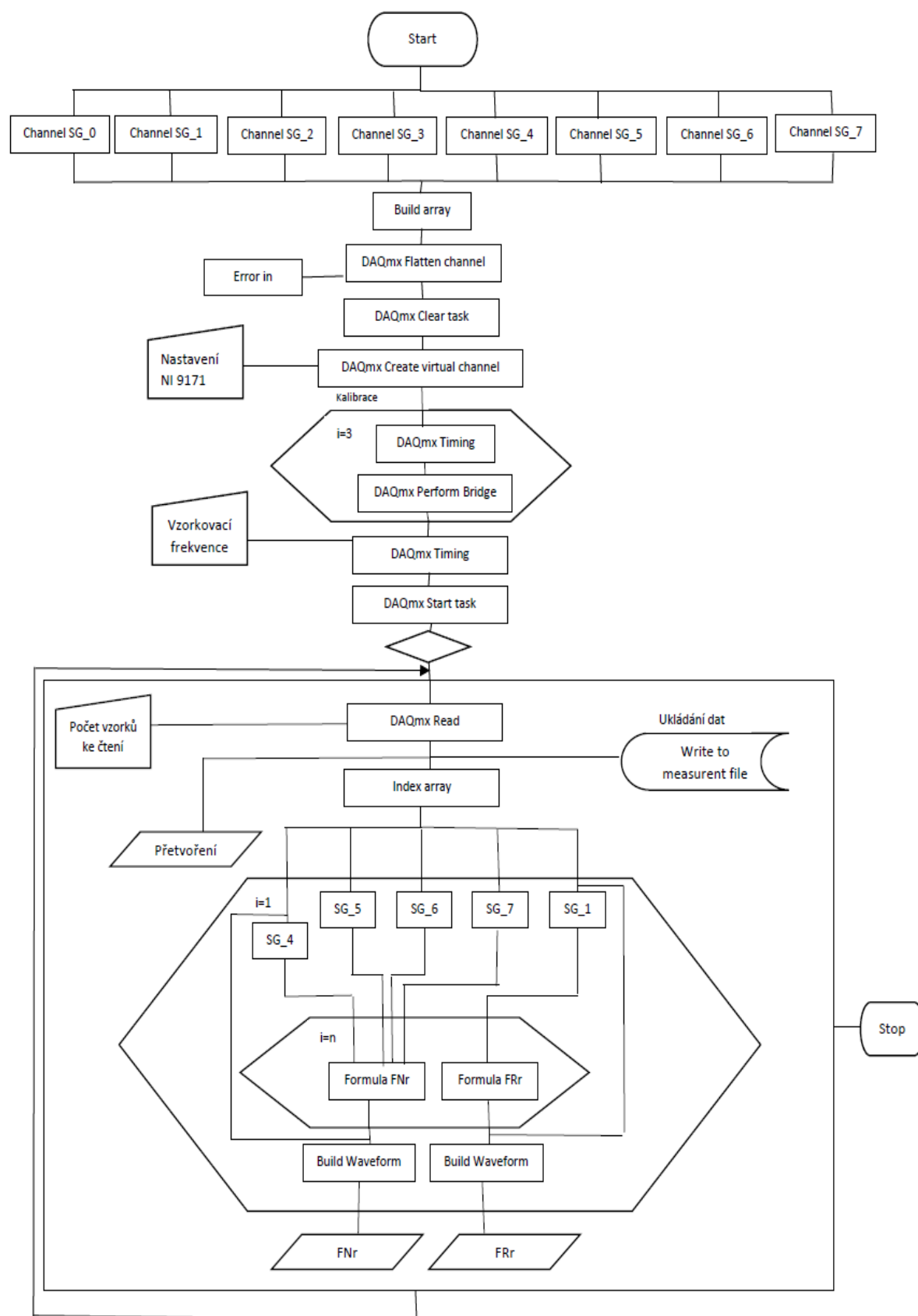
Na začátku programu jsou zvoleny jednotlivé vstupy z modulu, ty jsou následně svedeny do jednoho pole (Build array). Přes toto pole pokračuje signál do bloků DAQmx Flatten channel a DAQmx Clear task. V bloku DAQmx Create virtual channel se zadává nastavení modulu (karty) NI 9171. Následuje kalibrační smyčka, ta vynuluje jednotlivé signály na nulu nebo spíše na teoretickou nulu, zde je důležité, aby jezdec koloběžku na začátku měření vůbec nezatěžoval a byla v klidové poloze. V bloku DAQmx Timing lze nastavit požadovanou vzorkovací frekvenci, to musí být provedeno před začátkem měření. Následuje while loop smyčka, která zajišťuje kontinuální měření. U Bloku DAQmx Read je nutné nastavit počet vzorků ke čtení, opět před spuštěním programu. Za tímto blokem už jsou odebírány data a ukládány do souboru. V tomto bloku je možné nastavit formát ukládání dat, oddělovače dat, místo pro ukládání a další parametry. Ze začátku bylo využíváno formátu LVM, který je textový, soubor je však zbytečně velký. Následně byl využit formát TDMS, který je binární a v softwaru DIAdem se s ním lépe pracuje. Přetvoření z jednotlivých kanálů jsou pak pro kontrolu vykreslovány do grafu.

Index array zajišťuje rozdělení kanálů. Následující For loop smyčky zajišťují převod přes rovnice na síly FNR a FRr, které jsou vykreslovány do grafu. V blocích Formula FRr a Formula FNR se nachází kalibrační rovnice.

V Tab. 3 jsou uvedeny jednotlivé významy bloků z vývojového diagramu.

Tab. 3 Významy bloků ve vývojovém diagramu [32]

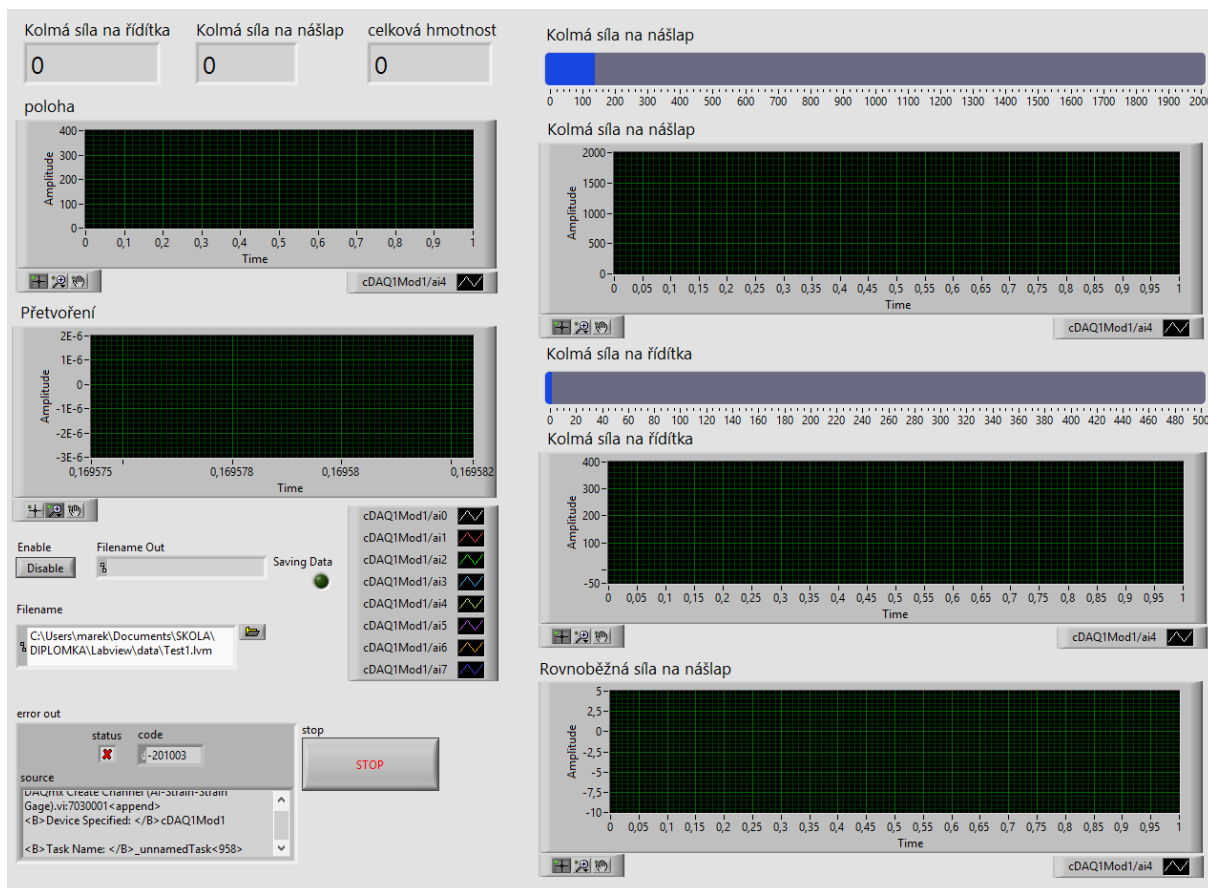
Konec a začátek algoritmu	
Běžný příkaz	
Podmíněný výraz	
Cyklus s určitým počtem opakování	
Ruční vstup	
Zobrazení výstupu	



Obr. 20 Vývojový diagram – aplikace pro záznam dat

Jak bylo zmíněno ve vývojovém diagramu nejsou uvedeny všechny vykreslované údaje, důležitý je záznam dat. Na následujícím obrázku je zobrazen výřez z uživatelského prostředí, které má jezdec k dispozici.

Je zde například volba umístění nahrávaného souboru. Zapnutí a vypnutí nahrávání dat. Případně chybové hlášky.



Obr. 21 Uživatelské prostředí - aplikace pro záznam dat

Aplikace se v praxi ukázala jako funkční, do budoucna však bude chtít úpravy, převážně co se týče v zjednodušení uživatelského rozhraní, tak aby mohl jezdec sám měnit některé veličiny. Například nastavení vzorkovací frekvence a nebylo nutné tuto hodnotu upravovat přímo v určitém bloku vývojového prostředí Labview.

5 ANALÝZA A MĚŘENÍ PŮSOBÍCÍCH SIL

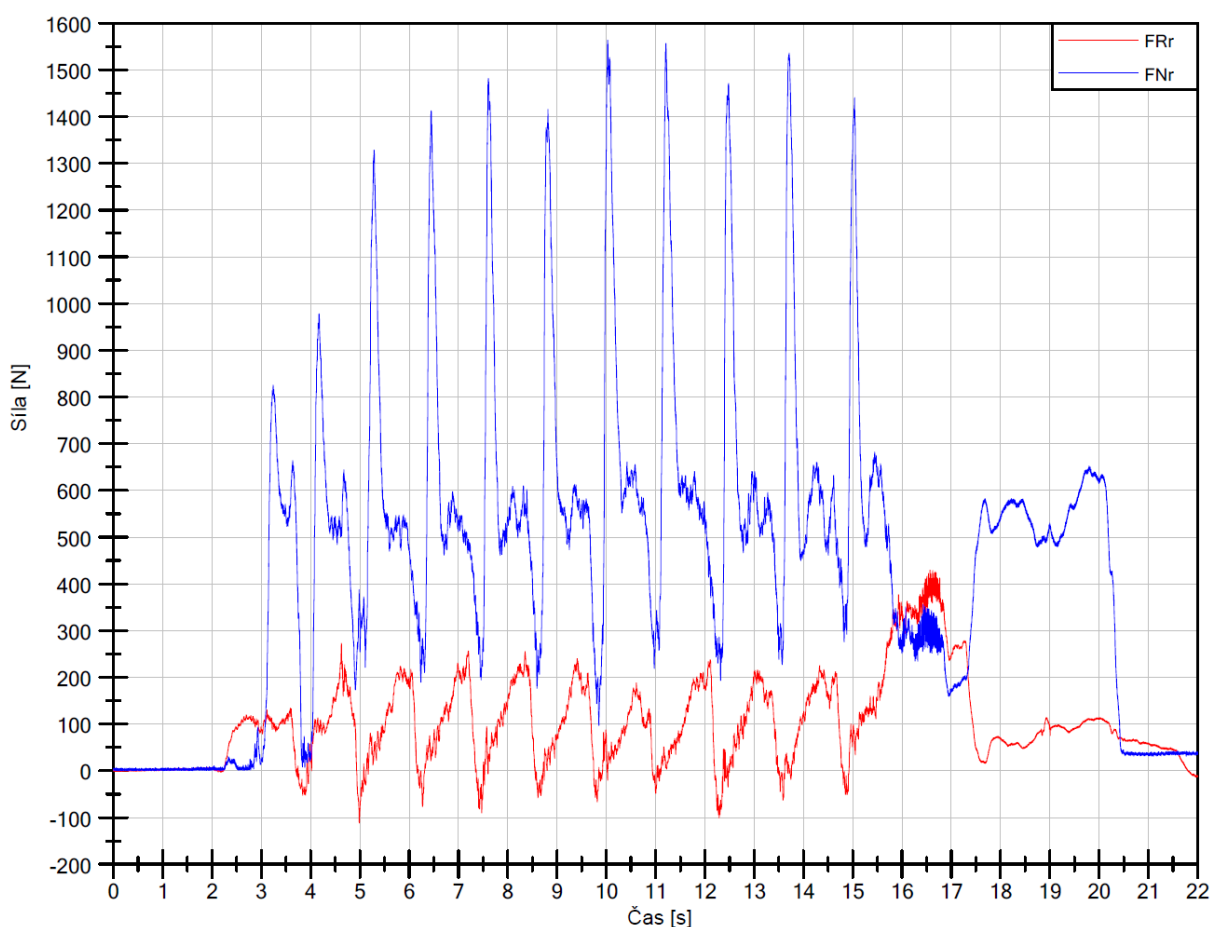
Samotné měření probíhalo na relativně hladkém asfaltu a rovině dlouhé zhruba 80 m. Tablet s měřicím zařízením byl umístěn na koloběžce polepené tenzometry. Před samotným měřením proběhlo vážení jezdce. Hmotnost jezdce byla 94,1 kg včetně oblečení, výška pak 181 cm. Následně se přistoupilo k samotnému měření. Vzorkovací frekvence záznamu byla 2000 Hz.

Měřilo se několik jízd. Jezdec vždy startoval z klidové polohy. Ani jednu nohu neměl na nášlapné ploše. Poté umístil jednu nohu na nášlapnou plochu a začal se odrážet. Odrazy probíhaly až do doby, než zahájil intenzivní brzdění do úplného zastavení. Jízda probíhala pouze v podélném směru. Dynamika pohybu jezdce byla o něco vyšší než při běžné jízdě.

Data z tabletu byla následně stažena a provedena analýza v softwaru DIAdem od společnosti National Instruments, některé výpočty pak probíhaly v Excelu.

5.1 VSTUPNÍ DATA

Zaznamenaná data z tenzometrů byla pomocí kalibračních rovnic (6) a (7), převedena na kolmé síly působící na nášlapnou plochu koloběžky a řídítka. Tyto síly jsou vykresleny v následujícím grafu.



Obr. 22 Nefiltrovaná data - kolmé síly

Celková doba jízdy pak byla 22 sekund, z toho dvě sekundy jezdec nevykonával žádný pohyb. Z Obr. 22 lze také vidět, že jezdce na konci zcela neodtížil nášlapnou plochu, to bylo zapříčiněno při vypínání měření, kdy jezdec nechal jednu nohu lehce položenou na nášlapné ploše, tak aby zabránil pohybu koloběžky a snadněji tak měření mohl ukončit.

5.2 ZPRACOVÁNÍ DAT

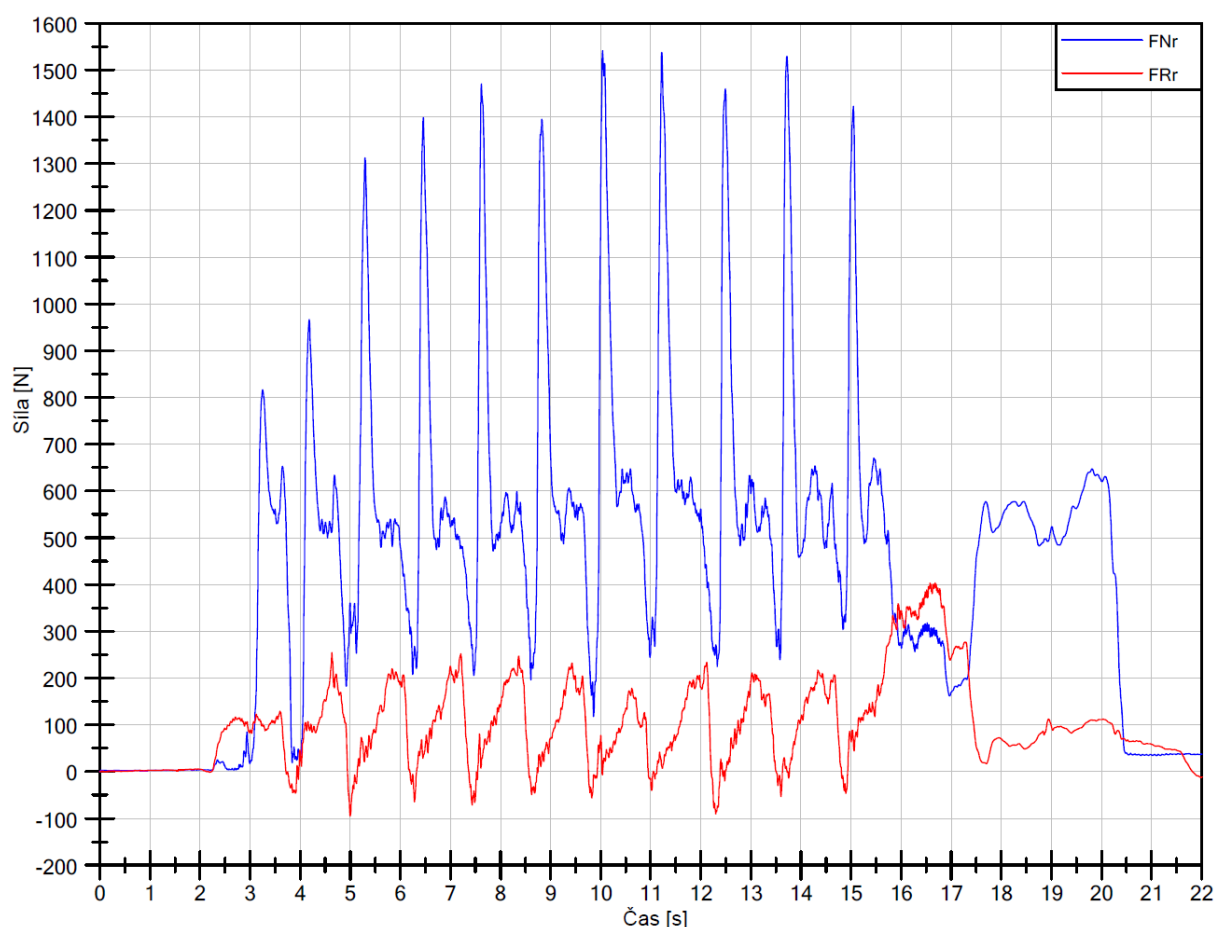
Signál byl do značné míry zašuměný. Při zpracování dat byl použit digitální filtr, a to dolní propust.

Dolní propust byla nastavena na 20 Hz, aby došlo k odfiltrování drobných nerovností na vozovce, elektronického šumu, ale zůstalo zachováno buzení od jezdce.

Směr působení sil se řídí Obr. 7. Výběr dat pro Tab. 4 až Tab. 7 je od 3 sekundy jízdy, kdy jezdec započal odraz, až po 20,5 sekundu kdy došlo k zastavení.

KOLMÉ SÍLY NA NÁŠLAPNOU PLOCHU A ŘÍDÍTKA KOLOBĚŽKY

V následujícím grafu jsou uvedeny filtrované kolmé síly na nášlapnou plochu a řídítka koloběžky. Jak bylo zmíněno, data jsou filtrována pomocí digitálního filtru v softwaru DIAdem.



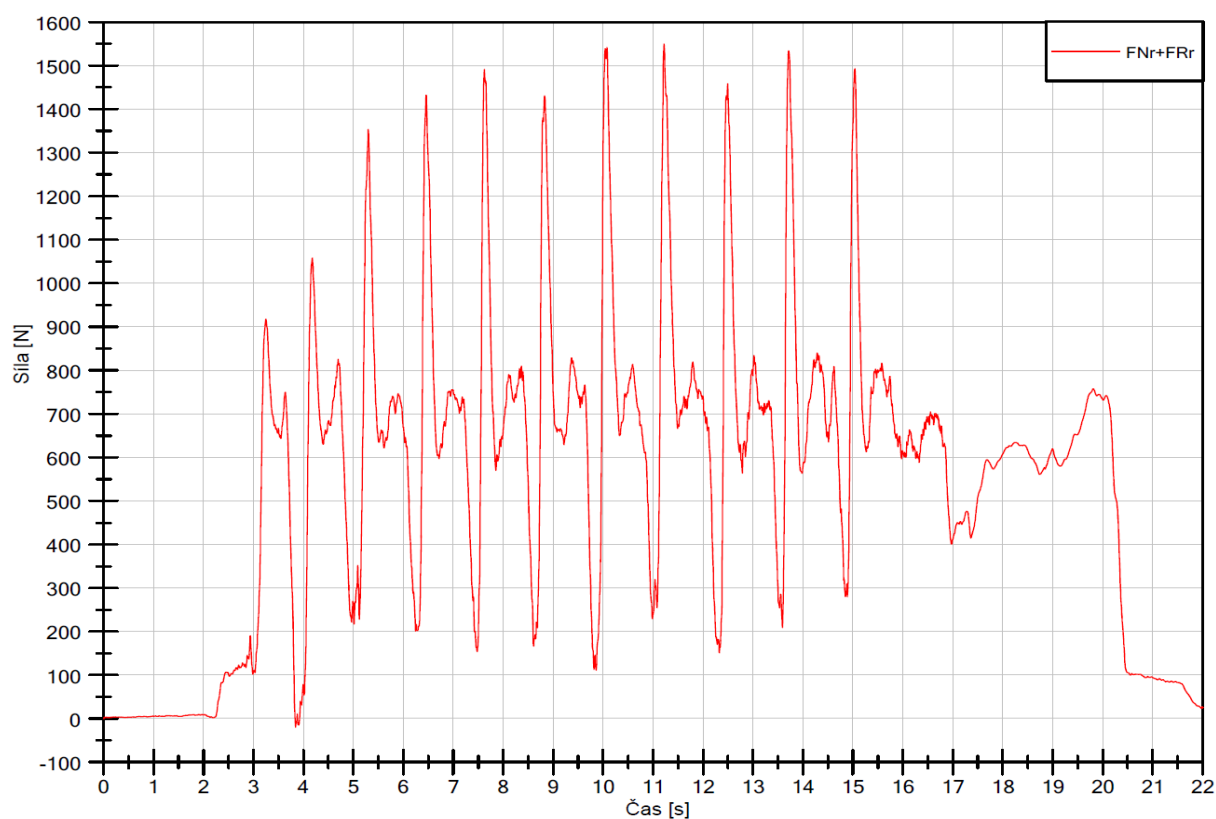
Obr. 23 Filtrovaná data - kolmé síly na řídítka a nášlapnou plochu

Tab. 4 Filtrovaná data - kolmé síly na řídítka a nášlapnou plochu

	FNr [N]	FRr [N]
Průměr	553,95	116,63
Medián	533,54	103,52
Max	1540,83	403,08
Min	18,78	-95,42
Průměrná odchylka	181,85	74,77

Na Obr. 23 lze vidět, že člověk po prvním odrazu skoro úplně odlehčí nášlapnou plochu a zatáhne za řídítka. Následně dynamika odrazů roste, až se v podstatě ustálí. Je zde určitá podobnost pro síly na nášlapnou plochu s naměřenými silami z již zmiňované bakalářské práce, kdy se jezdec na koloběžce „zhoupnul“. Měření v bakalářské práci bylo ovšem opravdu orientační [2].

CELKOVÁ KOLMÁ SÍLA



Obr. 24 Celková kolmá síla působící na koloběžku při jízdě

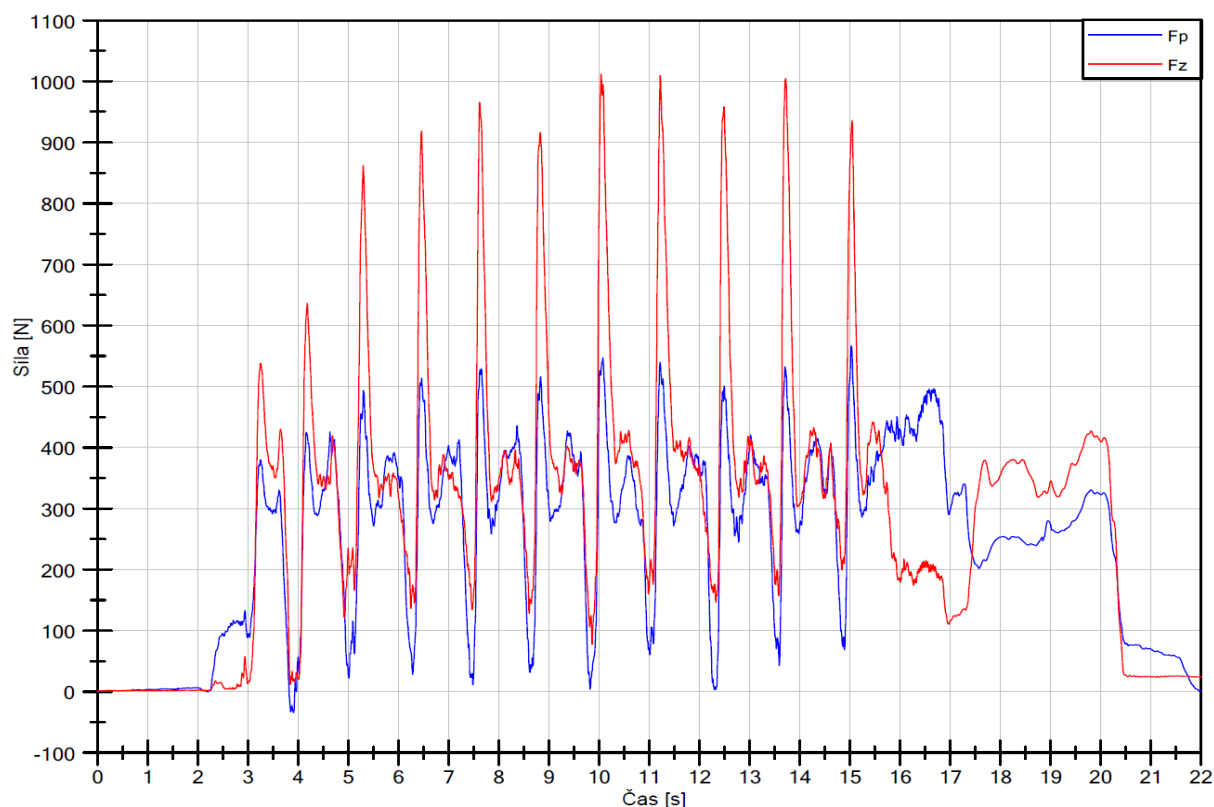
Celková kolmá síla byla vypočtena sečtením síly FNr a FRr.

Tab. 5 Celková kolmá síla působící na koloběžku při jízdě

	$F_{Nr}+F_{Rr}$ [N]
Průměr	670,58
Medián	665,95
Max	1549,61
Min	-19,34
Průměrná odchylka	183,12

Jezdec na koloběžku vyvinul maximální kolmou sílu 1549,61 N. Nelze si nevšimnou podobnosti s maximální kolmou silou na nášlapnou plochu. Minimální hodnota -19,34 N byla dosažena po prvním odrazu. Jezdec odlehčil nášlapnou plochu, zapřel se o stojnou nohu na vozovce a zatahnul za řídítka, tím pravděpodobně došlo k mírnému nadlehčení koloběžky. Získal tak větší dynamiku pro další odraz.

ROZLOŽENÍ REAKČNÍCH SIL POD KOLY



Obr. 25 Rozložení reakčních sil pod předním a zadním kolem

Síly F_p a F_z , byly vypočteny dle rovnice (13) a (14).

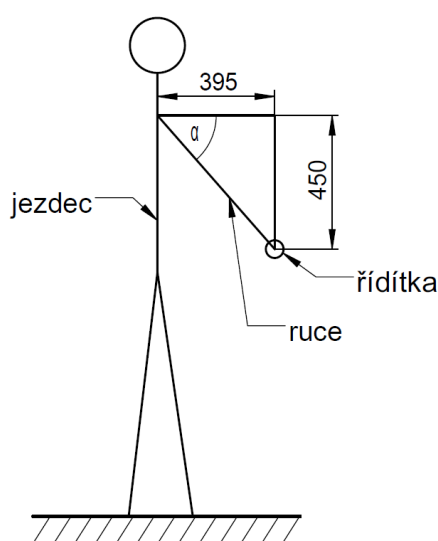
Tab. 6 Rozložení reakčních sil pod předním a zadním kolem

	F _p [N]	F _z [N]
Průměr	304,78	365,80
Medián	318,53	352,80
Max	566,73	1011,92
Min	-34,50	11,81
Průměrná odchylka	90,38	119,18

Jak lze vidět na Obr. 25, zatížení se převážně přenáší přes zadní kolo a roste s narůstajícím počtem odrazů z klidové polohy, až se ustálí. Síla přenášená přes přední kolo je větší pouze v případě brždění, kdy jezdec působí svou silou více na řídítka koloběžky.

SÍLY PŮSOBÍCÍ NA ŘÍDÍTKA

Stanovení velikosti podélné síly bylo provedeno pomocí goniometrických funkcí a Pythagorovi věty následujícím způsobem.



Obr. 26 Úhel rukama na řídítka

Na Obr. 26 je znázorněn úhel α působení rukama na řídítka. Hodnoty 395 a 450 udávají vzdálenost od řídítek v milimetrech. Pro zjištění velikosti podélné síly F_{Ra} , byla stanovena velikost úhlu α . Úhel se při jízdě mírně mění, ale jelikož nebylo možné zjistit sílu F_{Ra} z tenzometrů, stanovena byla tímto způsobem:

$$\tan \alpha = \frac{450}{395} \quad (16)$$

$$\alpha = 48,72^\circ \quad (17)$$

Kde: α je úhel působení rukama na řídítka

Následně byla stanovena výsledná podélná síla na řídítka:

$$\tan \alpha = \frac{FRr}{FRa} \quad (18)$$

$$FRa = \frac{FRr}{\tan \alpha} \quad (19)$$

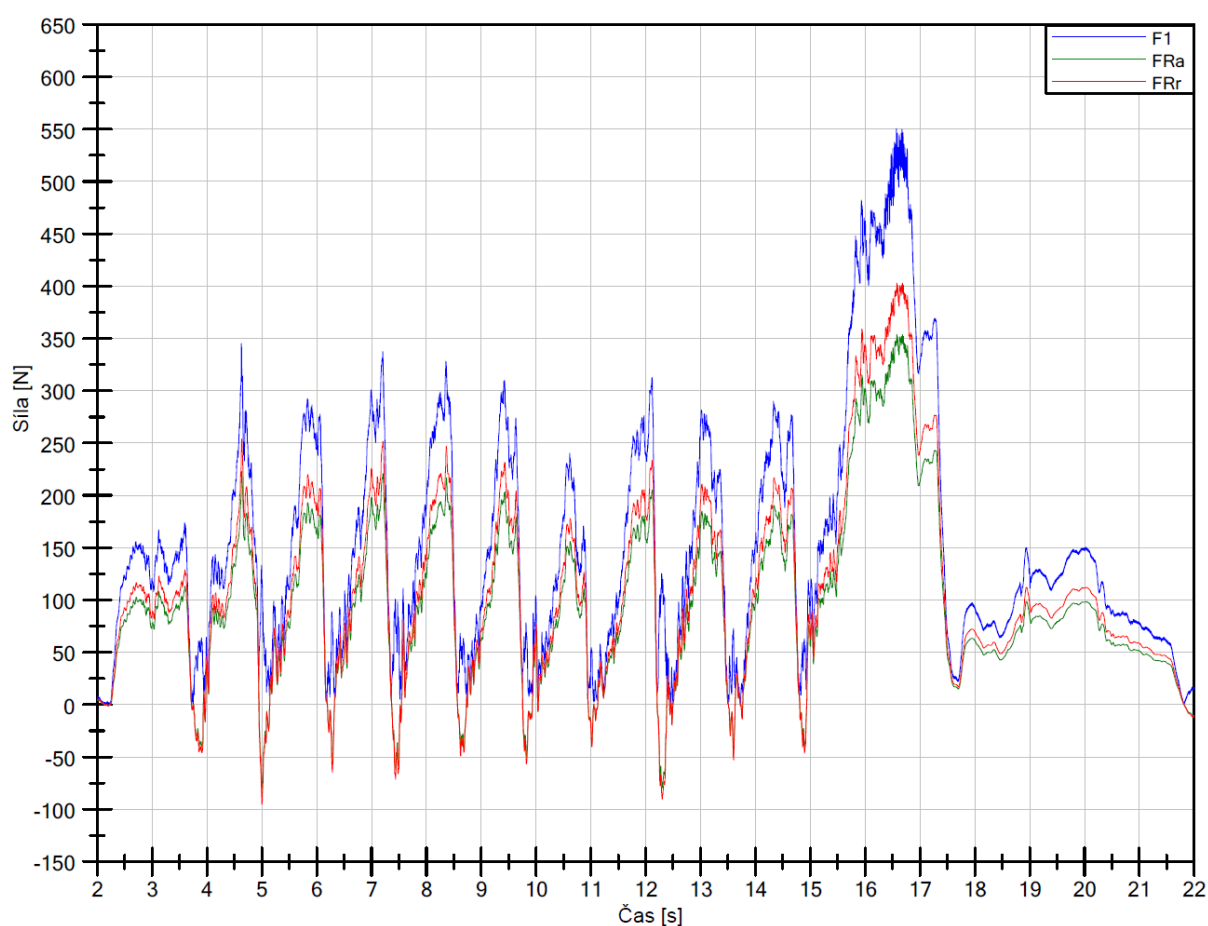
Celková velikost působící síly pak byla stanovena pomocí Pythagorovi věty:

$$F1 = \sqrt{FRa^2 + FRr^2} \quad (20)$$

Kde: FRa je podélná síla na řídítka koloběžky

$F1$ celková síla na řídítka koloběžky

Tyto rovnice byly vloženy do softwaru DIAdem a výsledné síly vykresleny do Obr. 27.



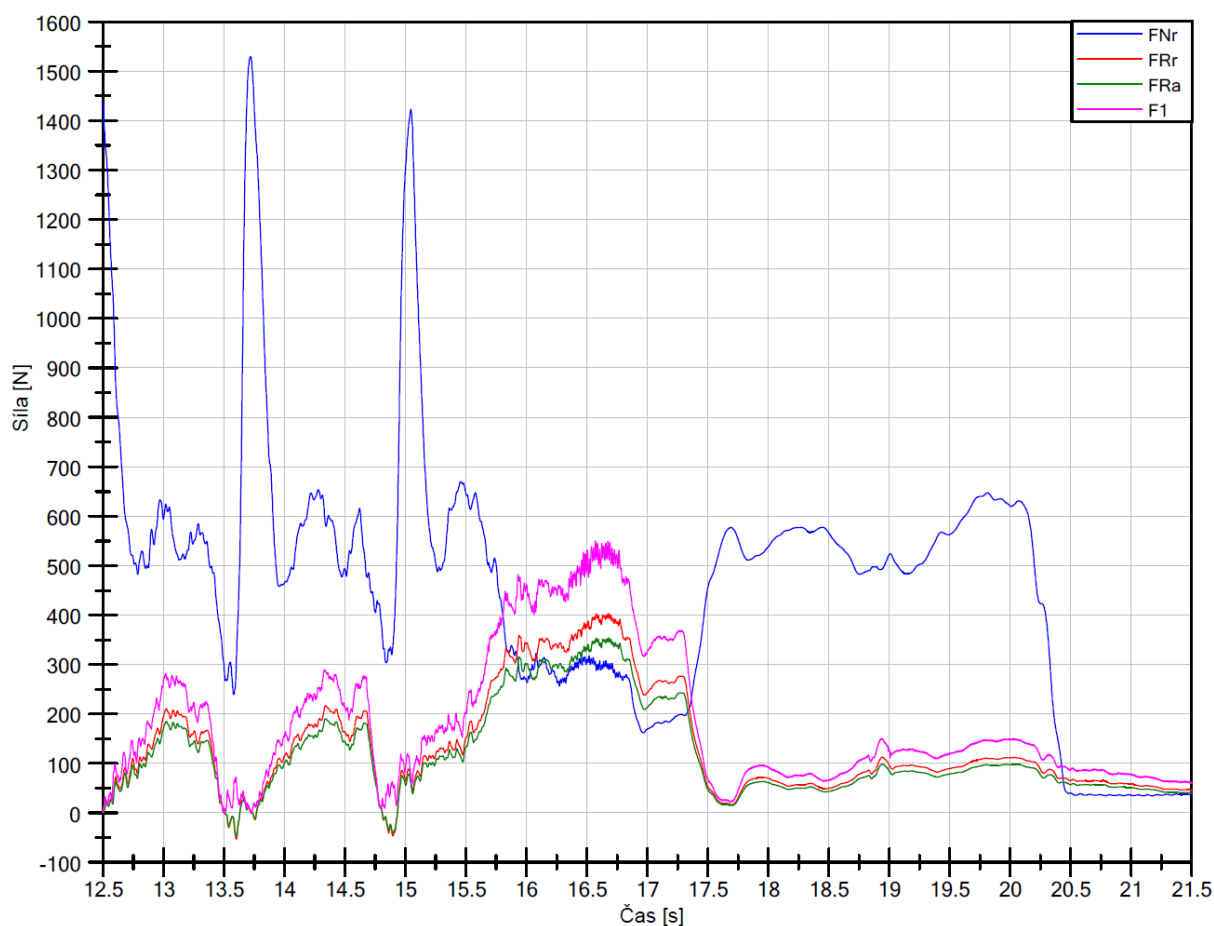
Obr. 27 Síly působící na řídítka

Tab. 7 Síly působící na řídítka

	F1 [N]	FRa [N]	FRr [N]
Průměr	163,81	102,38	116,62
Medián	137,57	90,88	103,52
Max	550,61	353,87	403,08
Min	0,17	-83,77	-95,42
Průměrná odchylka	92,75	65,65	74,78

Síly na řídítka mají poměrně stejnou amplitudu. Zvýší se pak při brždění, kdy se jezdec více zapře do řídítek. Maximální síla F1 vznikající při brždění je 550,61 N. Velikost podélné síly je menší než kolmé, to je způsobeno úhlem, jakým jezdec působí na řídítka.

ODRAZ A BRŽDĚNÍ



Obr. 28 Odraz a brždění

Z Obr. 28 vyplívá, že síly na řídítka rostou do doby přípravy odrazu. Následně prudce vzroste kolmá síla na nášlapnou plochu, dochází k odrazu a v tu chvíli působí na řídítka minimální síly.

Po odrazu kolmá síla na nášlapnou plochu klesá a roste síla na řídítka, dochází k přípravě na další odraz.

Zhruba v čase 15,5 sekundy, nastává brždění. Klesá síla působící na nášlapnou plochu a roste síla na řídítka, v tuto chvíli je maximální. Následně roste opět síla na nášlapnou plochu, díky klesajícímu působení setrvačných sil. Jezdec dokončuje brždění a zastavuje.

5.3 STANOVENÍ DYNAMICKÝCH KOEFICIENTŮ

V následující tabulce jsou uvedeny maximální působící síly na koloběžku. Dále pak statická kolmá síla na nášlapnou plochu FR_{rs} a statická kolmá síla na řídítka FR_{rs} , pro výchozí polohu jezdce na koloběžce. V neposlední řadě pak celková maximální kolmá síla $FR_{r_{max}}+FN_{r_{max}}$ z Tab. 5. Pro výpočet dynamického koeficientu pro řídítka, bylo využito rovnice (19) a (20) a stanovena celková statická síla na řídítka $F1_s$.

Důležité bylo stanovení frekvence odrazu, ta vyplývá z Obr. 23, kdy se jednotlivá frekvence odrazů pohybuje od 1 sekundy po 1,5 s.

Tab. 8 Maximální a statické působící síly

$F1_{max}$ [N]	$F1_s$ [N]	FN_{rs} [N]	$FN_{r_{max}}$ [N]	FR_{rs} [N]	$FR_{r_{max}}$ [N]	$FR_{r_{max}}+FN_{r_{max}}$ [N]
550,61	129,08	826,07	1540,83	97,05	403,08	1549,61

Stanoveny byly dynamické koeficienty, které budou sloužit pro výpočet vyvolané síly od člověka s rozdílnou hmotností. Jelikož na testovacím stavu se budou testovat koloběžky s vyšší nosností pro člověka o hmotnosti 150 kg. Bylo by však lepší provést měření přímo pro člověka o této hmotnosti. Pro volbu zatěžovacích elementů by měl být přepočet přes koeficienty dostačující.

Výpočet dynamického koeficientu pro řídítka koloběžky:

$$kr = \frac{F1_{max}}{F1_s} = 4,266 [-] \quad (21)$$

Kde: $F1_{max}$ je maximální síla na řídítka koloběžky

$F1_s$ statická síla na řídítka ve výchozí poloze jezdce

kr dynamický koeficient pro řídítka

Výpočet dynamického koeficientu pro nášlapnou plochu koloběžky:

$$kn = \frac{FNr_{max}}{FNr_s} = 1,868 [-] \quad (22)$$

Kde: FNr_{max} je maximální kolmá síla na nášlapnou plochu koloběžky
 FNr_s statická síla na nášlapnou plochu ve výchozí poloze jezdce
 kn dynamický koeficient pro nášlapnou plochu

Výpočet dynamického koeficientu pro sečtené maximální kolmé síly:

$$kc = \frac{FNr_{max} + FRr_{max}}{FNr_s + FRr_s} = 2,108 [-] \quad (23)$$

Kde: FRr_{max} je maximální kolmá síla na řídítka koloběžky
 FRr_s statická síla na řídítka ve výchozí poloze jezdce
 kc dynamický koeficient pro sečtené maximální kolmé síly

Rozložení působících kolmých sil od jezdce ve statické poloze na nášlapnou plochu a řídítka:

$$kr_s = \frac{FRr_s}{m \cdot g} = \frac{97}{94,1 \cdot 9,81} = 0,105 [-] \quad (24)$$

$$kn_s = \frac{FNr_s}{m \cdot g} = \frac{378,51}{94,1 \cdot 9,81} = 0,895 [-] \quad (25)$$

Kde: kr_s je statický koeficient pro řídítka
 kn_s statický koeficient pro nášlapnou plochu

Tyto koeficienty následně budou využity pro dimenzování zatěžujících elementů.

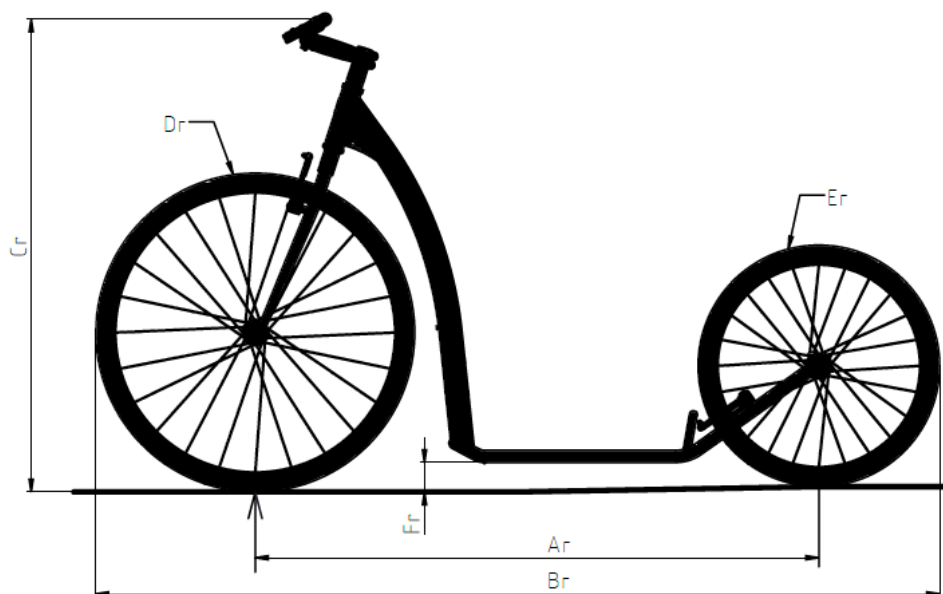
6 KONCEPČNÍ NÁVRH TESTOVACÍHO STAVU

Při konstrukci testovací stanice bylo vycházeno z návrhu prvního testovacího stavu s označením Karel I, který je zmíněn v druhé kapitole. A to z toho důvodu, že se konstrukce v praxi osvědčila.

6.1 ZÁKLADNÍ ROZMĚRY A KONCEPT TESTOVACÍ STANICE

Rám bude sestávat z tenkostěnných čtvercových profilů. Pro rozměrovou přestavitelnost, budou profily na vhodných místech opatřeny laserem vypálenými drážkami. Standardně by bylo vhodné pro tuto aplikaci využít stavebnicového systému hliníkových profilů. Existuje-li možnost využití technologie laserového pálení profilů přímo ve firmě, je řešení z ocelových profilů levnější.

Na obrázku níže lze vidět schéma koloběžky, kde jsou označeny všechny rozměry, kromě šířky řídítek. V následující tabulce pak jednotlivé rozsahy těchto hodnot. Rozměry koloběžek pro testování byly převzaty z bakalářské práce. Vychází z aktuální nabídky koloběžek, s ohledem na možnost budoucího rozšíření portfolia vyráběných koloběžek [2].



Obr. 29 Schéma koloběžky s vyznačenými rozměry

Tab. 9 Rozměry k obrázku 29 [2]

Parametr	Název	Rozměr	Jednotka
Ar	Rozvor kol	800 až 1300	mm
Br	Délka koloběžky	1200 až 2050	mm
Cr	Výška řídítek	650 až 1150	mm
Dr	Velikost předního kola	16 až 28	"
Er	Velikost zadního kola	12 až 28	"
Fr	Výška nášlapné plochy	30 až 150	mm
-	Šířka řídítek	480 až 680	mm

Základní rozměry rámu vychází z Tab. 9. Konkrétní hodnoty jsou uvedeny v kapitole 7.

Zatěžující elementy by pak měli být dva. Jeden na nášlapnou plochu od stojné nohy jezdce a jeden na řídítka simulující působení rukou.

6.2 VOLBA ZATĚŽUJÍCÍCH ELEMENTŮ

Při volbě zatěžujících elementů bylo potřeba zvážit několik faktorů, především rychlost a přesnost zatěžování a možnost regulace. Úvaha byla taková, že by se měla regulovat nejen velikost působící síly, ale také rychlost zatěžování tak, aby byl průběh síly závislý na čase.

Uvažováno bylo o dvou pohonech, elektrickém a pneumatickém. Tato problematika byla konzultována s pracovníky technického úseku firmy Festo, za což jim patří velký dík. Pro lepší pochopení dané problematiky je níže uveden krátký popis obou řešení, jak pneumatického, tak elektrického pohonu.

6.2.1 ELEKTRICKÝ POHON

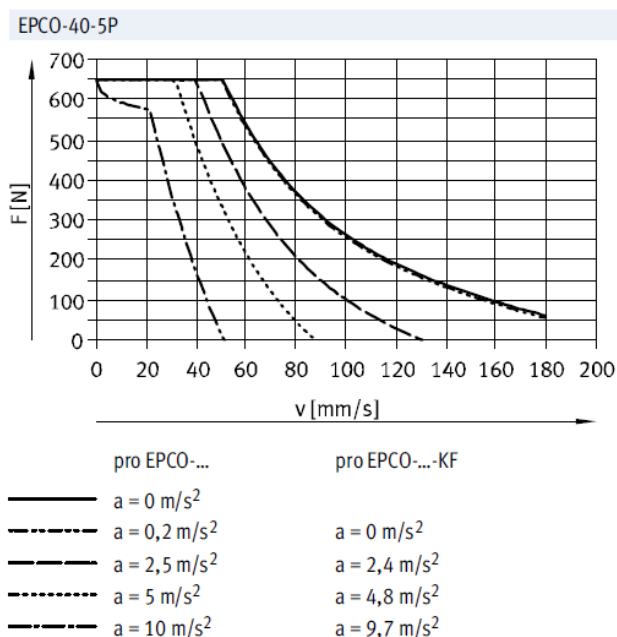
Při výběru bylo vycházeno z doporučení technické podpory a pro elektrický pohon byly vybrány elektrické válce Festo EPCO. Jedná se o elektricky poháněný válec, kde je mechanický přímočarý pohon s pohybovou tyčí integrovaný spolu s pevně integrovaným motorem. Tento pohon obsahuje elektricky poháněné vřeteno, které převádí točivý pohyb motoru na přímočarý pohyb tyče [7].

Na stránkách Festa se lze dočíst, že je vhodné tyto válce použít pro jednoduché úlohy při automatizaci, které byly dosud řešeny převážně pneumatickými prvky [7].



Obr. 30 Elektrický válec Festo EPCO [7]

Umístění elektromotoru je pak velice variabilní. Hlavní problém však spočívá ve velikosti vyvození maximální možné síly. Ta je i při použití největšího možného válce EPCO-40-5-P je pouze 650 N. Což je velice omezující faktor. Bylo by potřeba vymyslet vhodný mechanismus pro zvýšení této síly, například přepákováním. To do značné míry může vést k větší složitosti konstrukce a celého řízení [7].



Obr. 31 Graf závislosti velikosti síly na rychlosti a zrychlení pro Festo EPCO-40-5P [7]

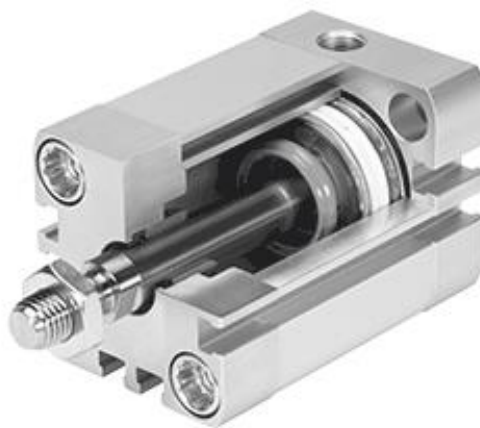
Na obrázku výše, lze vidět graf závislosti velikosti síly na rychlosti a zrychlení. Omezující je hlavně vyvozovaná velikost síly. Další problém je při užití válce pro malé zdvihy. Mohlo by zde totiž docházet ke značnému opotřebení v jednom místě, jelikož je válec opatřen vřetenem s kuličkovým oběžným pouzdem. Mohlo by dojít k opotřebení na krátkém úseku. Značnou nevýhodou je pořizovací cena a zástavbová náročnost oproti pneumatickému systému. Z ekonomického hlediska totiž toto elektrické řešení může vycházet až o 2/3 ceny draž, než řešení pomocí pneumatiky [7].

Hlavní výhoda spočívá v přesnosti řízení. Dle technické podpory Festo, je třeba každý válec zkalibrovat, jelikož se jedná o mechanický převod síly a každý jednotlivý válec je vyroben dle určitých výrobních tolerancí. Na druhou stranu je pak řízení přesné, avšak můžeme se zde setkat s tvrdším chodem než u pneumatiky, kde pracujeme se stlačitelným médiem. Což může být do značné míry jak výhoda, tak nevýhoda. Naopak tišší chod a absence nutnosti potřeby stlačeného vzduchu, může být značnou výhodou [7].

6.2.2 PNEUMATICKÝ POHON

Při možnosti výběru pneumatického pohonu bylo vycházeno z předchozí zkušenosti při použití pohonu na testovací stanici Karel I, kde se kompaktní pneumatický válec ADN od společnosti Festo osvědčil.

Válce typu ADN/AEN odpovídají normě ISO 21287 a vyznačují se kompaktní konstrukcí. Lze je také pořídit ve variantě s tlumením v koncových polohách. Automatický systém tlumení v koncových polohách PPS se samočinně přizpůsobuje změnám zátěže a rychlosti. Tyto válce umožňují volbu krátkých časových cyklů a mají až o polovinu menší zástavbový rozměr, než standartní válce dle normy ISO 15552 [8][9].



Obr. 32 Kompaktní pneumatický válec Festo ADN se samočinným tlumením v koncových polohách PPS [9]

Použití válců se samočinným tlumením PPS je vhodné využít například při velkých zatíženích a vysokých rychlostech zatížení. Válce se vyznačují velkou tlumící schopností v koncových polohách. Výhodou pneumatiky je její nižší pořizovací cena než u předchozího řešení. Rychlejší změna zatížení, menší náchylnost na opotřebení a v neposlední řadě pak vyvození podstatně větších sil [8].

Pro provoz pneumatického okruhu je zapotřebí přívod stlačeného vzduchu. Rozvod vzduchu je však ve výrobních provozech standardem, jelikož se stlačený vzduch využívá pro více strojních zařízení. Tlak v těchto nízkotlakých potrubích bývá do 10 barů, což je pro provoz zcela dostačující. Jelikož je vzduch stlačitelný, není regulace zatížení tak přesná. Chod je pak oproti elektricky poháněnému válci měkčí, což může být do značné míry výhoda, protože se může více blížit k simulaci zatížení od člověka.

Regulace pneumatického okruhu je komplikovanější a je potřeba zařadit více řídicích prvků pro předúpravu tlaku vzduchu proudícího do pneumatického válce. Také hlučnost je vyšší, z důvodu odpouštění přebytečného tlaku z válce.

6.3 VÝSLEDNÝ VÝBĚR ZATĚŽUJÍCÍCH ELEMENTŮ A ŘÍDÍCÍHO SOFTWARE

Na základě porovnání možností elektrického a pneumatického pohonu, bylo rozhodnuto využít pro zatěžování pneumatický pohon. Jednodušší možnost zástavby, nižší pořizovací náklady, a hlavně možnost vyvozovat velké síly, byla hlavním důvodem této volby.

Protože byl pro měření sil vybrán software Labview od společnosti National Instruments, byl využit také pro vytvoření řídicího programu pro testovací stav. Pro řízení bude použito zařízení ze série cDAQ jako tomu bylo u měření.

7 KONSTRUKČNÍ NÁVRH TESTOVACÍHO STAVU

Zatížení bude realizováno pomocí pneumatického okruhu s regulací, řízenou softwarem vytvořeným v Labview. Elektronické řízení bude obstarávat zařízení od téže firmy, konkrétně ze série cDAQ. Je důležité zmínit, že do zadání vstoupil další požadavek, a to využití tohoto testeru pro marketingové účely, například pro prezentaci na výstavách. Tak aby testovací stav zapadal do celkového konceptu výstavního stánku.

Návrh testovacího stavu byl proveden v softwaru SolidWorks. 3D modely usnadnily návrh rozměrů testovacího stavu, systému drážek, také pak zástavbu jednotlivých zatěžovacích prvků, opláštění a dalších dílů. Výstupem pak byl 3D model pro pevnostní analýzu rámu.

7.1 RÁM

V této kapitole bude popsán finální návrh a výroba rámu testovacího stavu a také jeho pevnostní analýza.

7.1.1 VOLBA MATERIÁLU

Při volbě materiálu bylo vycházeno z požadavku využití testovacího stavu pro marketingové účely, jelikož je celá prezentace firmy zahrnující stojany, výstavní stánek a další propagační materiál konstruována z nerezové oceli. Bylo rozhodnuto využít tento materiál také pro konstrukci testovacího stavu.

Zvolena byla základní korozivzdorná austenitická ocel 1.4301. Jedná se o paramagnetickou ocel s obsahem chromu 18 % a s 10%obsahem niklu. Odolává korozi v prostředí vody a v ovzduší bez koncentrace chloridů nebo anorganických kyselin a solí. Není však příliš vhodná pro obrábění, lze ji obrábět pouze nástroji s vysoce legovaných ocelí nebo destiček ze slinutých karbidů. Především je to ocel se zaručenou svařitelností a odolností k mezikrystalické korozi. Jedná se o nejvíce používanou korozivzdornou ocel ve strojírenství, můžeme se setkat také s obchodními názvy jako potravinářská ocel nebo ocel 18-10. Její bezespornou výhodou je její cena, oproti jiným korozivzdorným ocelím [15].

Tab. 10 Základní mechanické vlastnosti korozivzdorné austenitické oceli 1.4301 [16]

Označení	Název	Hodnota	Jednotka
Rp0,2	Smluvní mez kluzu	min. 195	MPa
Rm	Mez pevnosti v tahu	500 až 720	MPa
E	Modul pružnosti	200	GPa

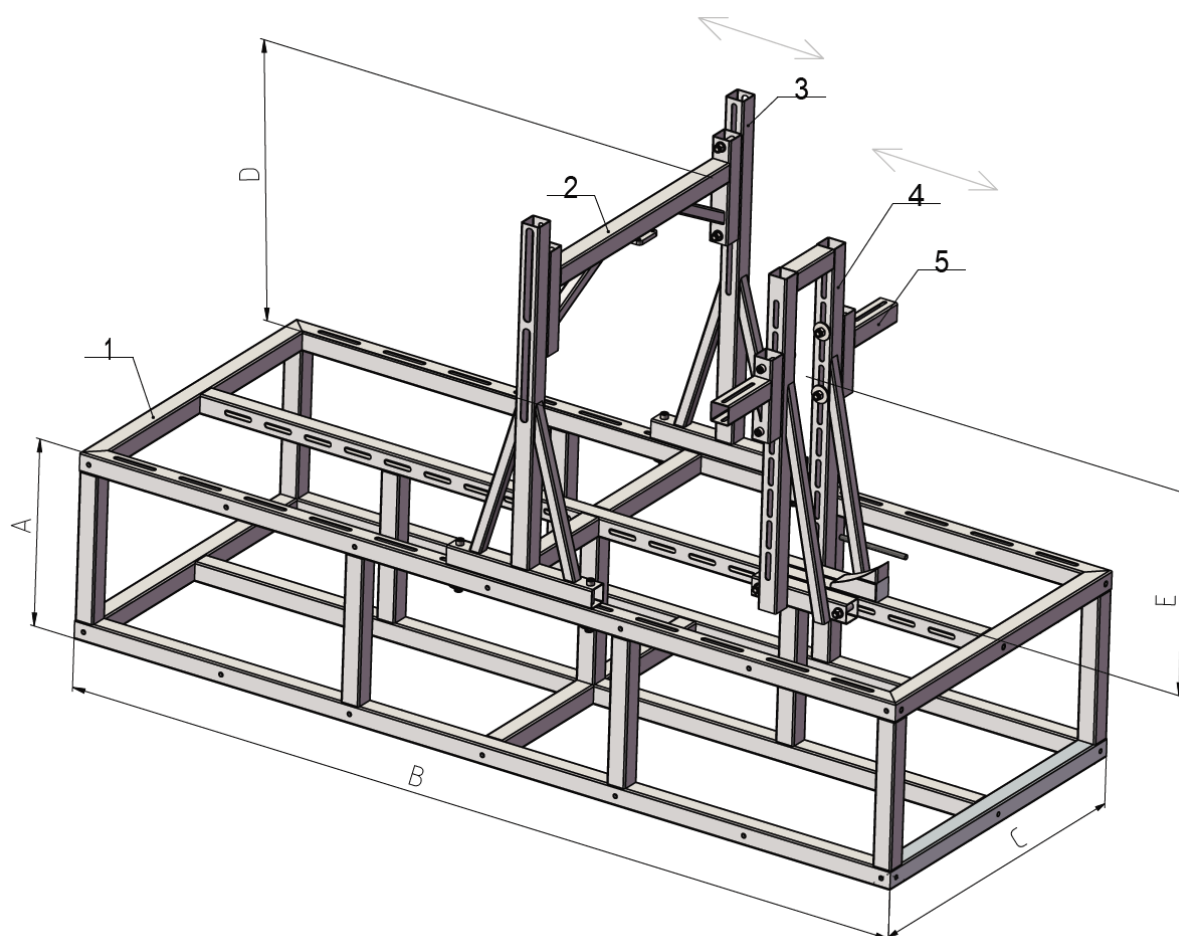
Co se týče otázky ceny, je samozřejmě pořizovací cena korozivzdorné oceli vyšší, ve srovnání například s konstrukční ocelí S235 je to zhruba čtyřnásobek. Ke konstrukční oceli je však nutné přičíst také náklady na povrchovou úpravu. Výhoda korozivzdorné oceli spočívá také v možnosti případné úpravy rámu, a to v podstatě kdykoliv. Může se jednat například o přidání

příčky pro upevnění dalšího snímače či jiného prvku. Toto také splňuje stavebnicový systém hliníkových profilů.

Všechny polotovary byly před svařením obroušeny, tak aby na povrchu vznikl pohledový brus, což navýšilo cenu.

7.1.2 ROZMĚRY A KONSTRUKCE RÁMU

Rozměry rámu vychází z maximálních možných rozměrů testovaných koloběžek viz Tab. 9.



Obr. 33 Rám testovacího stavu

Na Obr. 33 lze vidět kompletní konstrukci rámu testovacího stavu. Ta se skládá ze spodního rámu pozice 1, dále z nosníku pneumatického válce 2, působícího na nášlapnou plochu koloběžky, který drží stojny 3. Z nosníku pneumatického válce 4, působícího na říditka koloběžky a konzol 5, které nesou tyto válce.

Nosník pneumatického válce nášlapu lze nastavit výškově (rozměr D) a podélným posuvem po spodním rámu 1 po celé jeho délce. To stejné platí pro nosník pneumatického válce řídek 4, kdy konzole 5 lze výškově nastavovat (na obrázku rozměr E), tak posouvat podélně po spodním

rámu 1. Rozměry testovacího stavu a rozměry přestavitelnosti jsou uvedeny v následující tabulce.

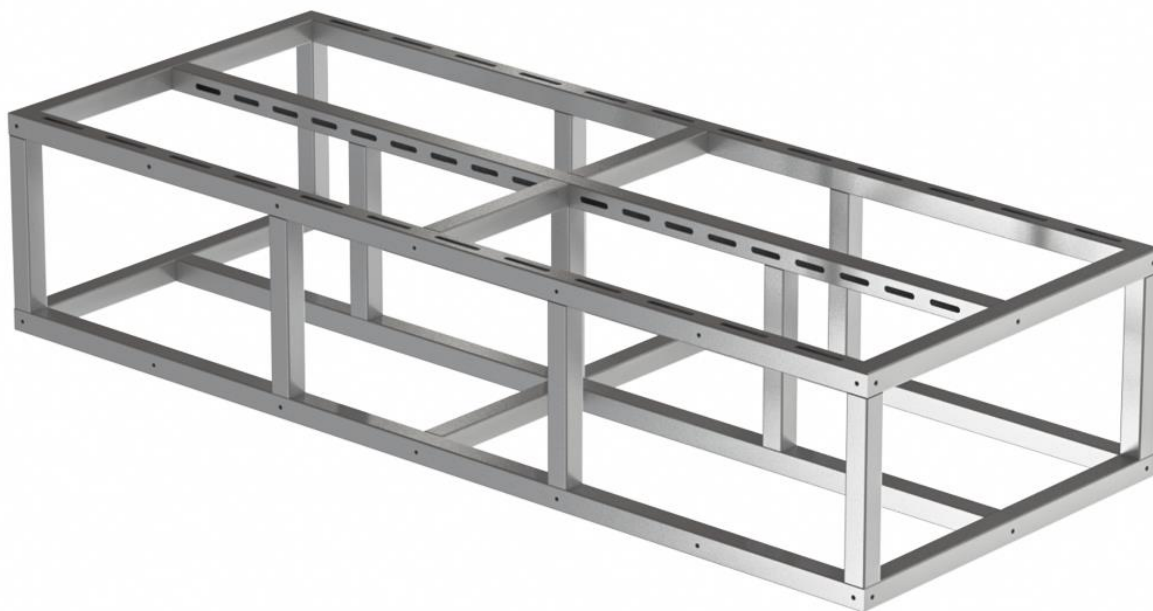
Tab. 11 Rozměry rámu

Parametr	Název	Rozměr	Jednotka
A	Výška spodního rámu	475	mm
B	Šířka spodního rámu	2250	mm
C	Hloubka spodního rámu	950	mm
D	Rozsah nastavení nosníku 2	600 až 820	mm
E	Rozsah nastavení konzolí 5	250 až 700	mm

SPODNÍ RÁM

Všechny části spodního rámu jsou vyrobeny ze čtvercového tenkostěnného profilu 50x50x2 ČSN EN 10219-2 z materiálu 1.4301. Rám se skládá ze tří horních podélných nosníků, z nichž dva krajní jsou opatřeny průchozími drážkami pro upevnění stojen 3 viz Obr. 33. Prostřední příčka je opatřena průchozími drážkami pro upevnění nosníku 4, případně dalších prvků. Ve třech spodních podélných nosnících jsou maticové nýty pro stavěcí nohy. Příčné a svislé vzpěry pak slouží ke spojení těchto podélných nosníků [17].

Po venkovních stranách jsou pak umístěny maticové nýty se zápusťnou hlavou, pro upevnění opláštění.



Obr. 34 Spodní rám

Celý rám je ustaven na devíti stavěcích nohách od firmy Europlast s označením ACP 50 M8x76, umístěny jsou vždy po třech na každé spodní příčce. Nohy byly zvoleny taktéž z korozi-vzdorné

oceli, tak aby zapadaly do celkového vzhledu testovacího stavu. Nosnost jedné nohy je 500 kg [18].



Obr. 35 Stavěcí noha ze série ACP od firmy Europlast v nerezovém provedení [18]

NOSNÍK PNEUMATICKÉHO VÁLCE (NÁŠLAPNÁ PLOCHA)

Nosník pneumatického válce je pomocí šroubů M12 A2 DIN 912 s vnitřním šestihranem a samojistných matic sesřouben ke stojnám, které jsou dále přišroubeny taktéž šrouby M12 A2 DIN 912 a samojistnými maticemi ke spodnímu rámu. Na nosníku je pak přivařena adaptivní deska pro montáž pneumatického válce, který působí na nášlapnou plochu koloběžky.

Nosník a taktéž stojny, jsou vyrobeny z tenkostěnného čtvercového profilu 50x50x2 ČSN EN 10219-2. Výztuhy stojen a nosníku jsou pak vyrobeny z tenkostěnného čtvercového profilu 30x30x2 ČSN EN 10219-2. Pro oba profily byl opět zvolen materiál 1.4301 [17][19].



Obr. 36 Nosník pneumatického válce (nášlapná plocha)

NOSNÍK PNEUMATICKÉHO VÁLCE (ŘÍDÍTKA KOLOBĚŽKY)

Na nosník pneumatikových válců působící na řídítka koloběžky, jsou připevněny dvě konzole pomocí šroubových spojů. Spojení je provedeno šrouby M12 A2 DIN 912 s vnitřním šestihranem a maticemi. Nosník je pak ke spodnímu rámu připevněn díky dvou závitovým tyčím M12, ty byly zkrácené na požadovanou délku a z každé strany jsou pak zajištěny maticemi. Závitové tyče byly zvoleny z důvodu nedostatečné délky normalizovaných šroubů M12.

Na konzolách jsou vypáleny drážky, do kterých se pomocí šroubových spojů umístí adaptační desky pro upevnění pneumatikových válců. Ty slouží k možnosti přenastavení pro různou šířku řídítek koloběžky.

Nosník a konzole jsou vyrobeny z tenkostěnného čtvercového profilu 50x50x2 ČSN EN 10219-2. Výztuhy stojen jsou pak vyrobeny z tenkostěnného čtvercového profilu 30x30x2 ČSN EN 10219-2. Pro oba profily byl opět zvolen materiál 1.4301 [17][19].



Obr. 37 Nosník pneumatikového válce (řídítka)

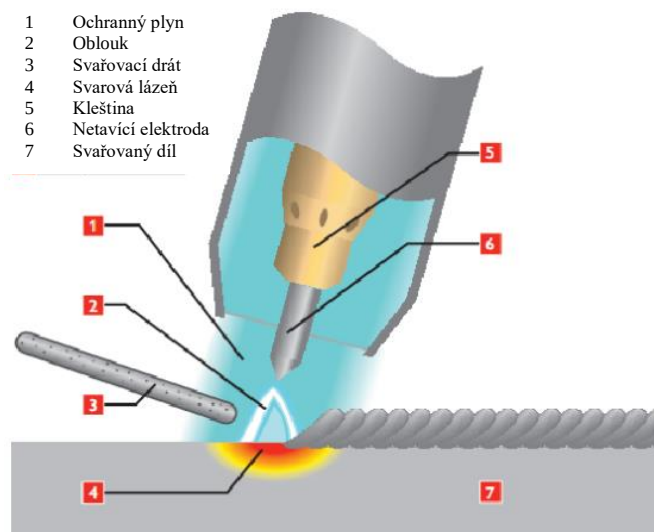
7.1.3 ROZEBÍRATELNÉ A NEROZEBÍRATELNÉ SPOJE

Všechny nerozebíratelné části rámu testovacího stavu, byly svařeny metodou TIG. Rozebíratelné spojení je pak zajištěno šroubovými spoji.

NEROZEBÍRATELNÉ SPOJE

Pro svařování byla zvolena metoda svařování TIG z anglického Tungsten Inert Gas. Tato metoda označuje svařování wolframovou elektrodou v ochranné atmosféře inertního plynu. Někdy je také možné tuto metodu najít také pod označením WIG, které pochází z němčiny. Princip této metody spočívá v hoření elektrického oblouku mezi netavící se wolframovou elektrodou a základním svařovaným materiálem. Ochranná atmosféra pak chrání před přístupem vzduchu a usnadňuje zapalování, nejčastěji se používá Argon. Do lázně se přidává přídatný materiál, který je podobný základnímu [20] [21].

Mezi základní výhody svařování metodou TIG patří zejména kontrola svářeče nad tavnou lázní a velikost tepelně ovlivněné oblasti, která je menší než u metody MAG. Nedochozí tak ke značným tepelným deformacím svařence. Dále je zajištěna vysoká ochrana svarové lázně před škodlivými účinky vzduchu. Nevýhodou jsou nároky kladené na svářeče, který musí mít dostatečnou zkušenost a odbornost. Taktéž zde není příliš vysoká produktivita [20].



Obr. 38 Svařování metodou TIG [21]

Celý spodní rám je jeden svařenec. Také jednotlivé díly, které jsou popsány výše, jsou svařeny touto metodou. Po svařování nebyl svár očištěn, to je další výhoda metody TIG, jelikož nevznikají okraje a nejsou zde zachyceny kuličky odlétávajícího materiálu, tak jako se děje u metody MAG.

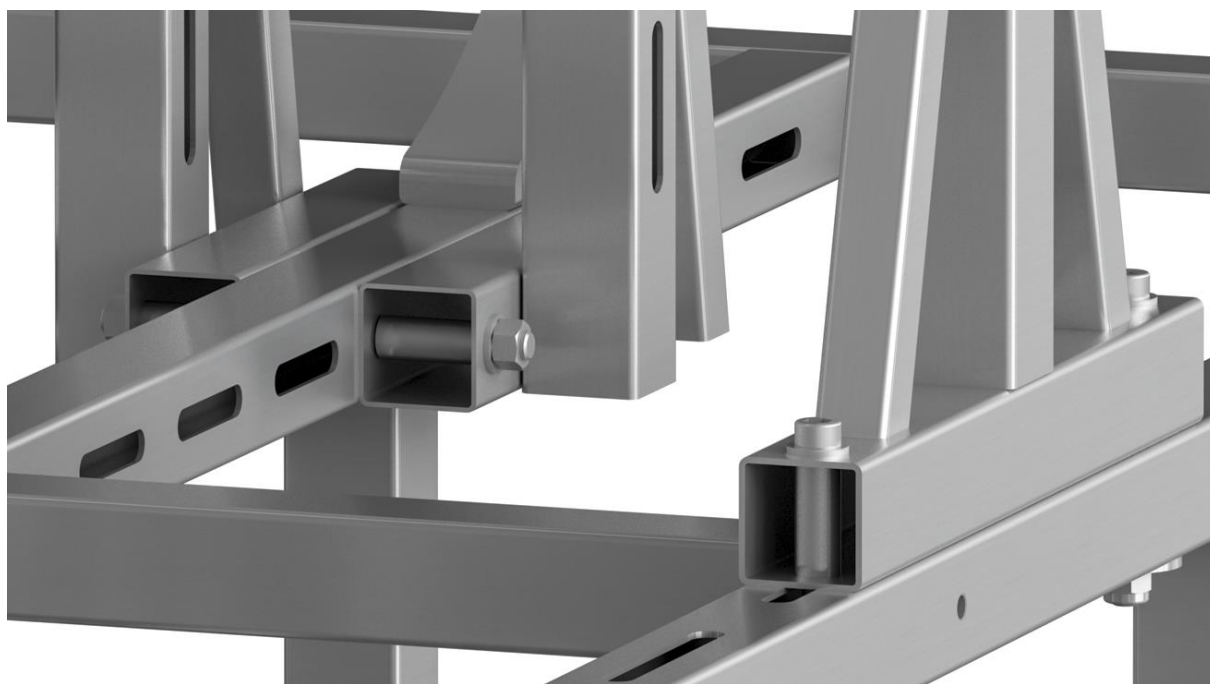


Obr. 39 Ukázka svarového spoje na rámu

ROZEBÍRATELNÉ SPOJE

Pro rozebíratelné spojení jsou využity šroubové spoje. Použity byly šrouby s válcovou hlavou a vnitřním šestihranem M12 DIN 912 v materiálovém provedení A2, což je korozivzdorná ocel, a to v různých délkách dle potřeby. Problém tohoto materiálu však spočívá v možnosti zadíráání matice na závit šroubu, proto se uvažuje, že při dalším nastavování testovací stanice budou tyto šrouby nahrazeny šrouby o pevnosti 8.8 se zinkovou povrchovou úpravou [22].

Aby nedocházelo ke zbortění stěny jeklu, byla mezi stěny vevařena trubička, tak jak je patrné z Obr. 40. Díky tomu bylo možné dostatečně dotáhnout šroubový spoj. Tam kde nebylo možné vevařit trubičku, byly použity vyrobené velkoplošné silnostěnné podložky, aby byl přenos síly od šroubu přenesen na co největší plochu a do okrajů jeklu.



Obr. 40 Šroubové spojení

7.2 PEVNOSTNÍ ANALÝZA RÁMU

Provedena byla pevnostní kontrola pro statické namáhání. Využit byl software Ansys a prostředí Workbench. Pro kontrolu byl vybrán spodní rám testovacího stavu a nosník pneumatického válce. Jelikož jsou na spodní rám přenášeny síly od kol koloběžky. Nosník pneumatického válce byl vybrán, protože válec na nášlapnou plochu je schopen vyvodit největší sílu.

Rám byl navrhován pro maximální možné síly, na které by měl být dimenzován, nejedná se o síly působící běžně na koloběžku. Testovací stav by pak měl disponovat dostatečnou tuhostí, tak aby neovlivňoval výsledné silové účinky na koloběžku.

7.2.1 SPODNÍ RÁM

Spodní rám byl řešen pomocí skořepin, jelikož je vytvořen z tenkostěnných profilů. To vedlo ke snížení počtu elementů a uzlů. Díky tomu je výpočet výrazně rychlejší, než je tomu u objemového tělesa. Před importováním geometrie do Ansysu, byl upraven model v programu SolidWorks. Nahrazeny byly tenkostěnné profily s rádiusy, za profily bez rádiusů. Díky modelování pomocí funkce svařování a vložit profil, byla úprava velice rychlá. Tyto profily byly sloučeny do jednoho těla. Předchozí úpravy umožnily snáze využít funkci Mid-surface, tak aby na sebe plochy navazovaly.

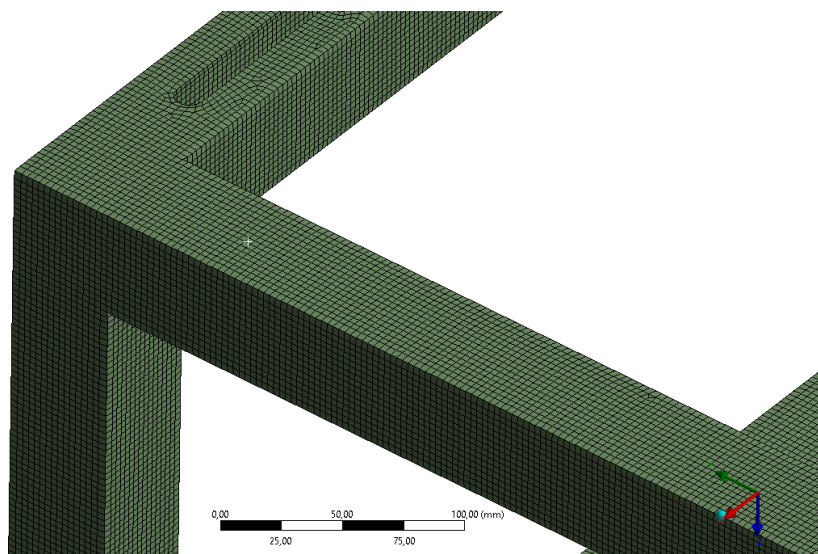
Poté byl vytvořen zjednodušený model pro stavěcí nohy společně s maticovými nýty, které slouží pro upevnění v rámu. Tyto stavěcí nohy (stavěcí noha s nýtem tvořila jedno tělo) byly řešeny jako objemová těla.

Provedena byla statická pevnostní analýza v prostředí Ansys Workbench. Po vložení Static Structural, byl naimportován předem připravený model, užitím funkce Mid-Surface byl převeden na plochy. Stavěcí nohy byly ponechány jako objemová tělesa. Nastaveny byly potřebné materiálové vlastnosti.

Síť

Velikost sítě byla nastavena na 3 mm pomocí funkce Body Sizing pro rám. Užitím Automatic Method pak zvolena metoda Quadrilateral Dominant. Síť pro stavěcí nohy má velikost 2,5 mm, zvolena byla metoda Hex Dominant Method.

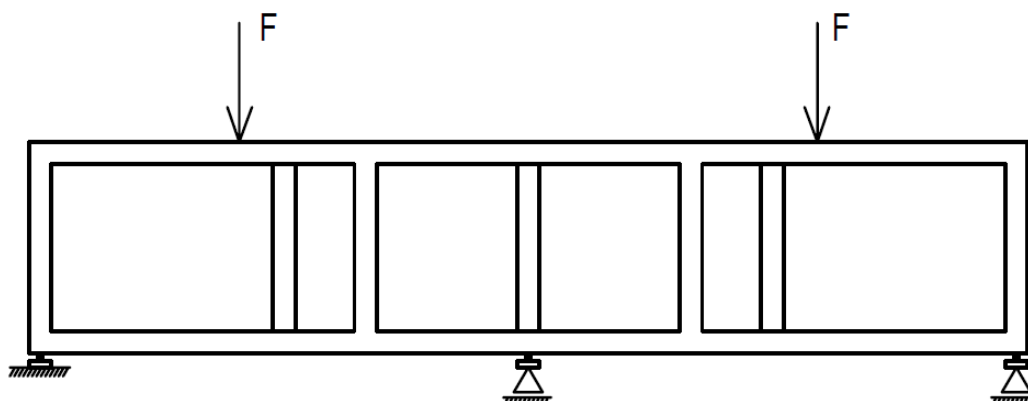
Celkový počet uzlů byl 981 359, elementů pak 613 172. Pro rám Ansys zvolil prvek Shell 181. Stavěcí nohy se skládaly z prvků Solid 186 a Solid 187 s výraznou převahou Solidu 186.



Obr. 41 Ukázka sítě - Spodní rám

OKRAJOVÉ PODMÍNKY

Rám byl upevněn pomocí funkce Displacement následujícím způsobem. Posuv krajních stavěcích noh na jedné straně byl omezen ve všech směrech souřadného systému. Omezení posuvu ostatních stavěcích noh, užitím stejné funkce bylo omezeno ve směru osy Z. Kontakt s rámem byl realizován funkcí Bonded, s nastavením dotyku „Top“ (vnější plocha profilu).



Obr. 42 Zjednodušené 2D schéma – okrajové podmínky spodního rámu

Velikost ploch pro zatížení (kontakt pneumatiky s rámem) byla zjištěna experimentálně na testovací stanici „Karel I“ (na tomto stavu je využit větší pneumatický válec), kdy síla působící na nášlapnou plochu koloběžky zhruba odpovídala síle z rovnice (26), zatížení bylo statické. Měřením otisku pod koly na testovacím stavu, byla zjištěna velikost této plochy. Tvar plochy se podobal elipse. Delší strana elipsy od středu se pohybovala okolo 80 mm, kratší strana okolo 17 mm. Velikost kontaktní plochy je závislá na přetlaku v pneumatikách, který byl v tomto případě 6,5 barů, šířce pláště (37,5 mm) a materiálových vlastnostech pláště. Proto se tedy bude v případě užití různých typů pneumatik lišit.

Výpočet maximální kolmé síly na rám:

$$F_{ram_{max}} = m \cdot g \cdot kc = 150 \cdot 9,81 \cdot 2,108 = 3\,101,92 \text{ [N]} \quad (26)$$

Kde: $F_{ram_{max}}$ je maximální kolmá síla na rám

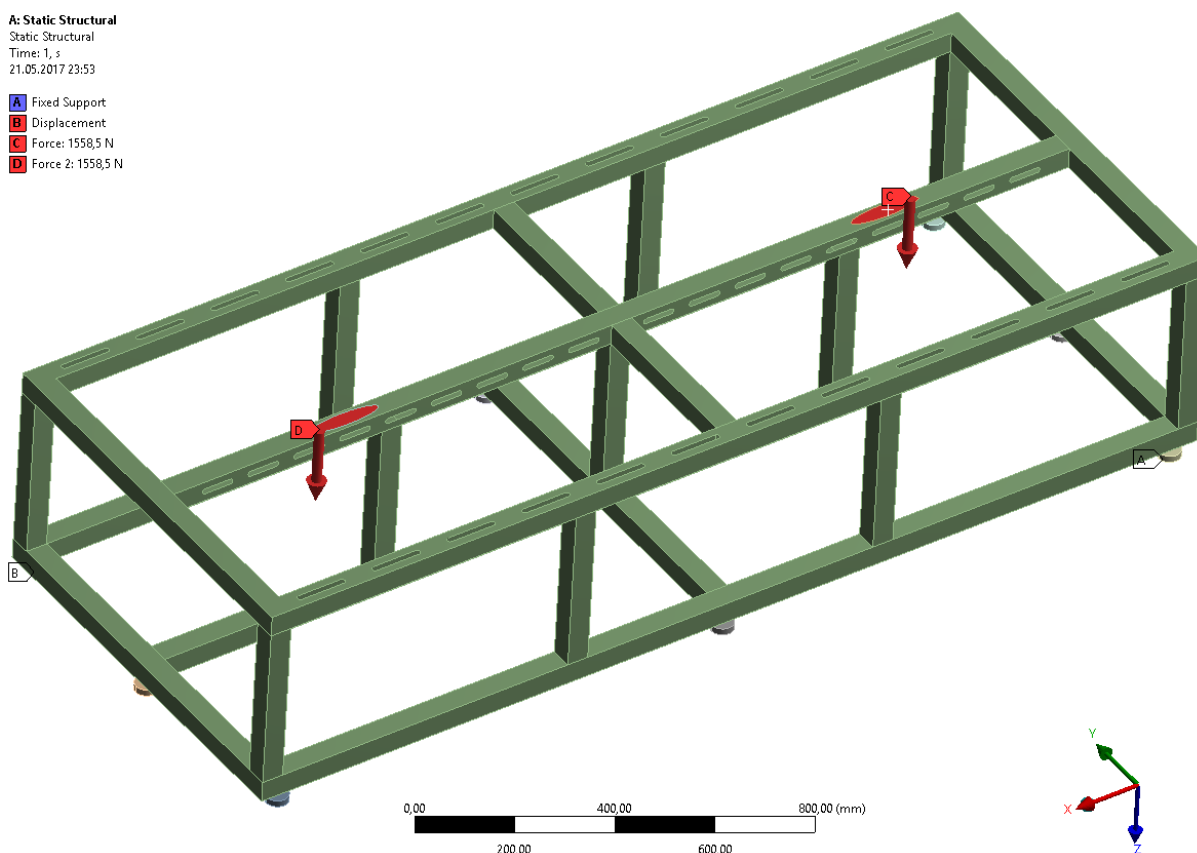
Předpoklad byl takový, že velikost této síly bude větší než využitá síla pro výpočet nosníku pneumatického válce. Nakonec však síla na nosník byla nepatrně větší a to 3 117,25 N. I když se jedná pouze o nepatrný rozdíl, pro výpočet byla využita tato síla. Lze předpokládat, že pneumatický válec na hranici své funkčnosti nevyvolá takovou sílu, ta bude nejspíše o něco nižší.

Vzdálenost středů elips byla zvolena s ohledem na maximální možný rozvor kol 1300 mm uvedený v Tab. 9, od středu rámu pak byla na obě strany stejná. Zatížení bylo rozděleno na obě strany symetricky. Reálně bude na jedné straně působit větší síla, ovšem bez znalosti geometrie koloběžky s tímto rozvorem a velikostí kol, není možné určit poměr zatížení.

V Geometrii užitím funkce FaceSplit, byly vytvořeny plochy horního nosníku, simulující kontaktní plochu kol, na tyto plochy byly následně umístěny síly.

V okrajových podmínkách není zahrnut vliv reakcí stojen pneumatického válce a předpětí od šroubových spojů. Taktéž nebyl analyzován vliv nosníku pneumatického válce pro říditka.

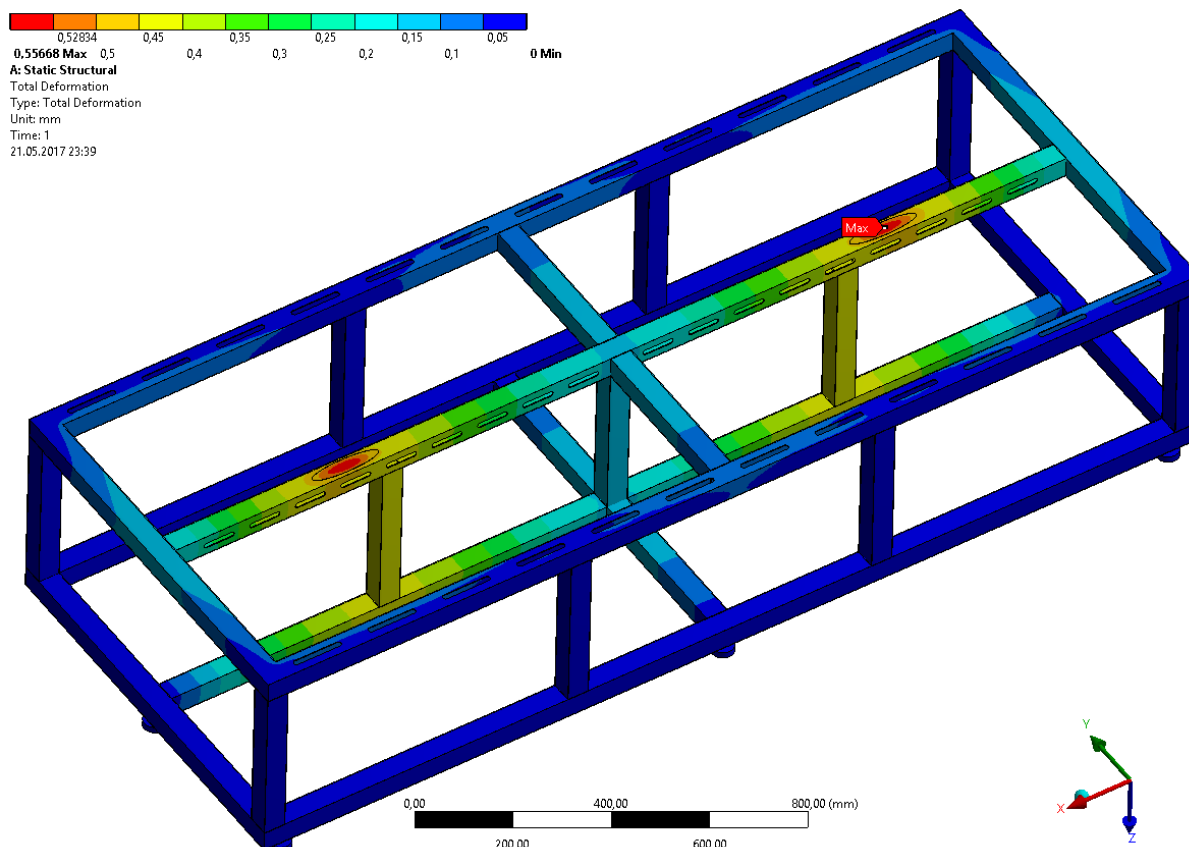
A: Static Structural
Static Structural
Time: 1, s
21.05.2017 23:53
A Fixed Support
B Displacement
C Force: 1558,5 N
D Force 2: 1558,5 N



Obr. 43 Okrajové podmínky – Spodní rám

DEFORMACE

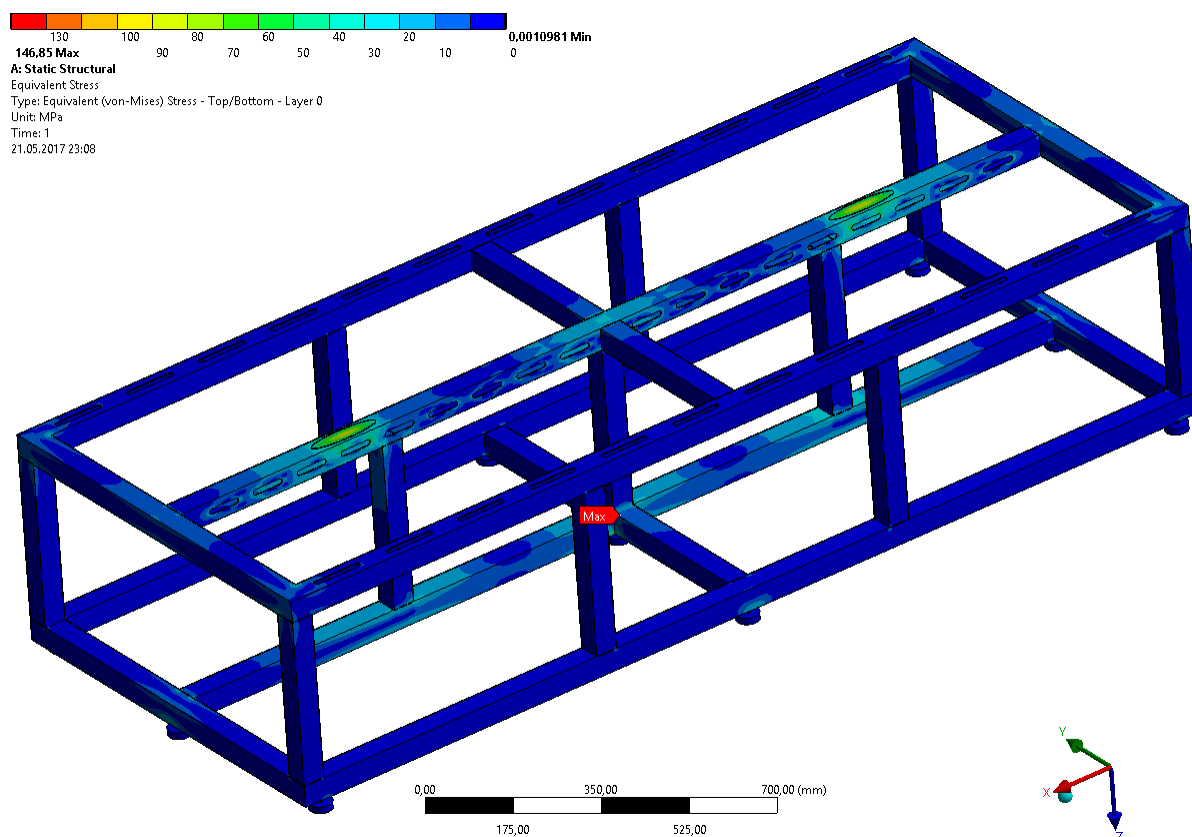
Maximální deformace vznikly v místech působení kol a to 0,56 mm. Bylo by však vhodné provést detailnější zkoumání kontaktu pneumatiky s rámem. Středová příčka je celkově posunuta ve směru osy Z na obou stranách rámu. Umístění dalších stavěcích noh na spodní nosník v místě vzpěr by vedlo k omezení posuvu. Bylo vyzkoušeno taktéž reálnější zatížení, se zadáním vypočtené reakce pod zadním kolem 1011,92 N z Tab. 6. Zahrnuta byla také změna plochy působící síly. Došlo zde k posunutí o 0,32 mm. Tuhost rámu testovacího stavu je však vůči tuhosti koloběžky vysoká. Proto nebyly další stavěcí nohy využity, jelikož nastavování výšky na této středové příčce je velice obtížné.



Obr. 44 Obr. 39 Celková deformace – Spodní rám

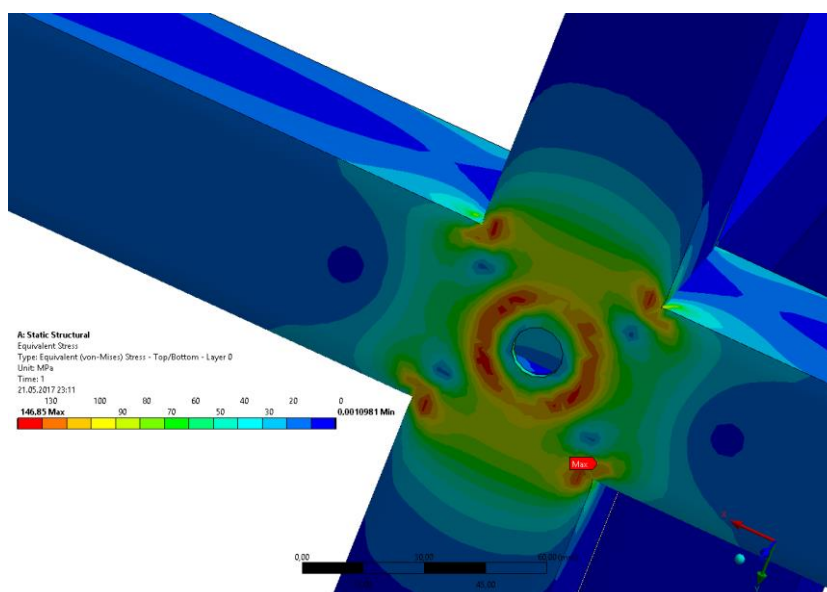
NAPĚTÍ

Maximální redukované napětí dle von-Mises je pod středovou stavěcí nohou. Maxima však vychází z ostrých rohů napojení jednotlivých profilů. Reálně jsou však profily opatřeny zaoblením, spojení pak zajišťují svary. Vysoké napětí také vzniká na přechodu maticového nýtu a profilu. Pro zpřesnění výpočtu by bylo nutné zahrnout tyto faktory v potaz a vytvořit přesnější objemový model. I když tyto extrémy nelze brát zcela validně, nepřesáhlo napětí v těchto místech smluvní mez kluzu. V ostatních místech je pak napětí výrazně pod smluvní mezí kluzu. Jedná se však pravděpodobně o kritické místo spodního rámu, pokud by byly pod spodní středovou příčkou umístěny další stavěcí nohy, došlo by k lepšímu rozložení namáhání.



Obr. 45 Redukované napětí (von-Mises) – Spodní rám

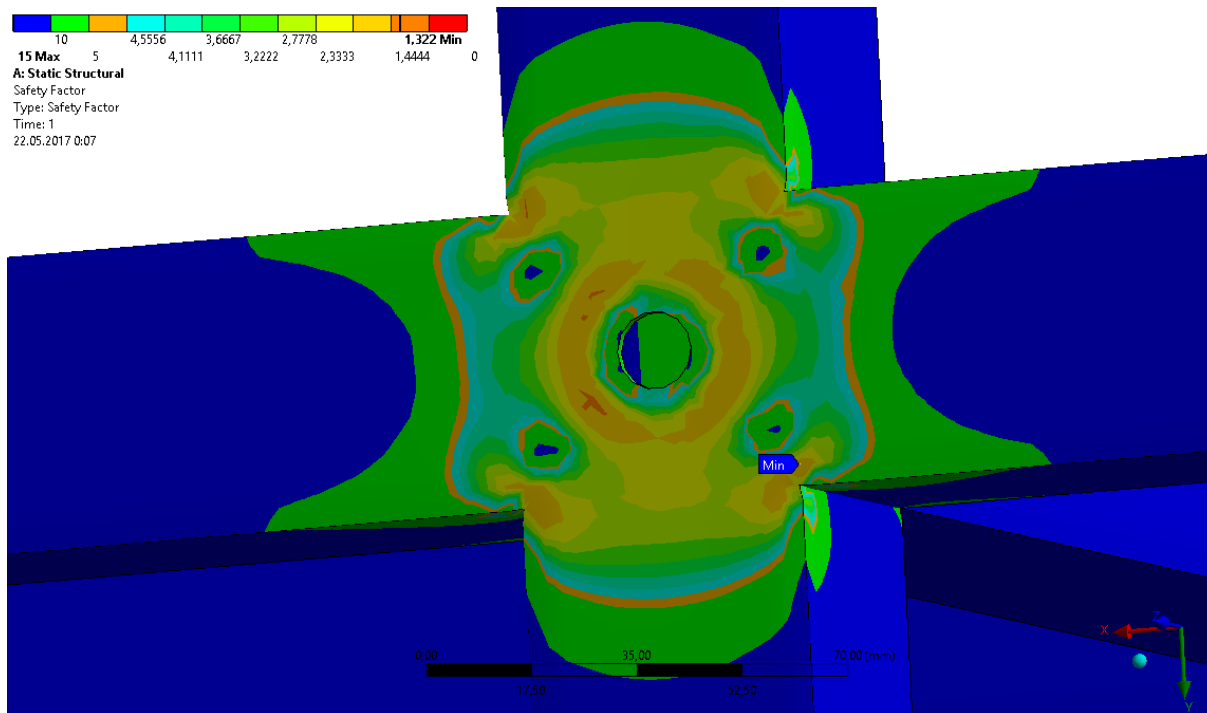
Na obrázku níže pak lze vidět detail otvoru pro maticový nýt a stavěcí nohu na středové příčce. Pro přehlednost byla stavěcí noha skryta.



Obr. 46 Redukované napětí (von-Mises) – Detail upevnění středové stavěcí nohy

BEZPEČNOST

Bezpečnost byla porovnávána se smluvní mezí kluzu uvedenou v Tab. 10, která je minimálně 195 MPa. Vůči redukovanému napětí von-Mises. I se zahrnutím nepravděpodobného extrému toto místo vyhovuje. Na rám však reálně budou působit menší síly.



Obr. 47 Bezpečnost vůči smluvní mezi kluzu – Detail upevnění středové stavěcí nohy

7.2.2 NOSNÍK PNEUMATICKÉHO VÁLCE (NÁŠLAPNÁ PLOCHA)

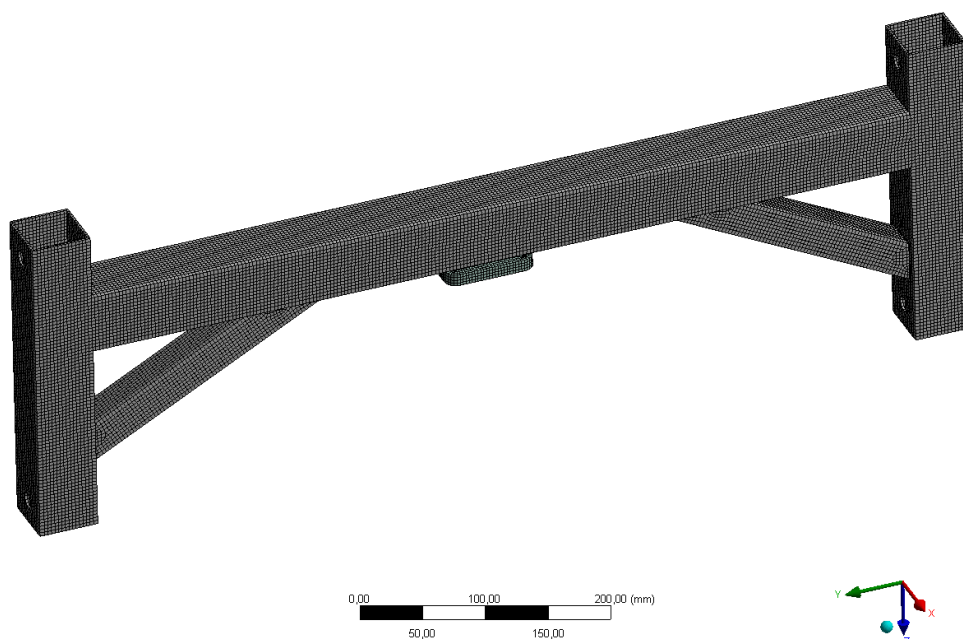
Nosník byl řešen jako skořepina, ze stejných důvodů, uvedených v kapitole 7.2.1. Model byl před importem opět upraven stejně jako profily spodního rámu.

Úloha byla řešena jako statické namáhání v prostředí Ansys Workbench. Po vložení analýzy Static Structural byla nainportována geometrie. Využitím funkce Mid-Surface byl převeden model na plochy. Adaptační deska pro pneumatický válec byla řešena jako objemové těleso. Následně byly nastaveny potřebné materiálové vlastnosti pro korozivzdornou ocel.

Síť

Velikost sítě byla nastavena na 3 mm pomocí funkce Body Sizing pro skořepinu, přes Automatic Method následně zvolena metoda Quadrilateral Dominant. Síť pro adaptační desku je velikosti 2,5 mm, s využitím metody Hex Dominant Method.

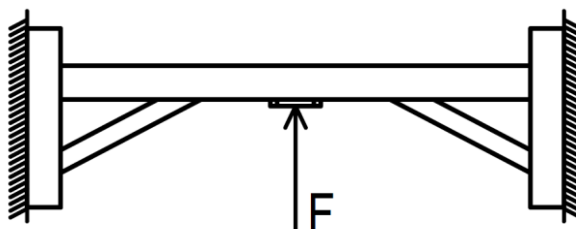
Celkový počet uzlů byl 49 638, elementů pak 44 438. Pro skořepinu Workbench zvolil prvek Shell 181. Pro adaptační desku prvky Solid 186 a Solid 187 s výraznou převahou Solidu 186.



Obr. 48 Síť - Nosník pneumatického válce

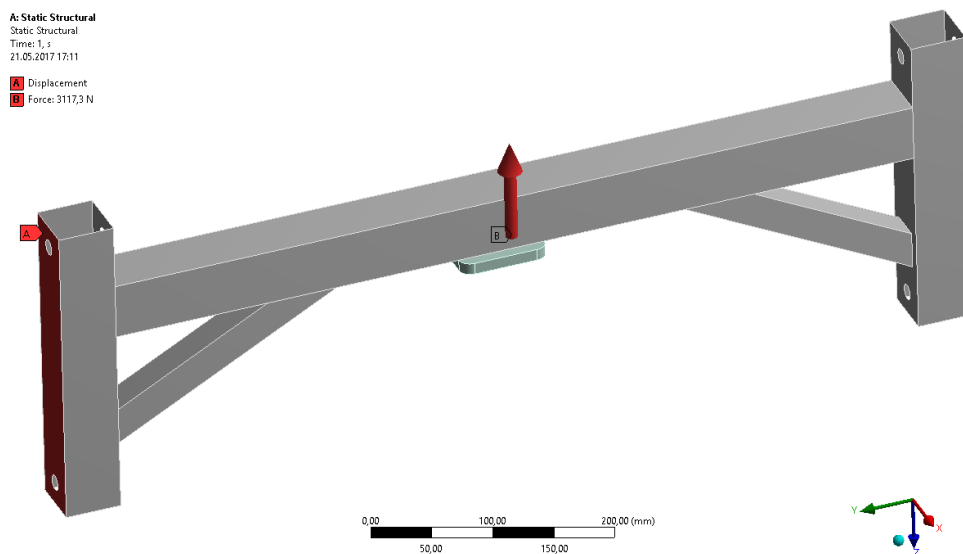
OKRAJOVÉ PODMÍNKY

Nosník byl pevně vetknut na obou stranách v místech dotyku s příslušnou stojnou. Reálně je každá strana upevněna pomocí šroubových spojů, tímto způsobem tedy došlo ke zjednodušení. Adaptační deska je k nosníku připevněna kontaktem Bonded.



Obr. 49 Zjednodušené 2D schéma – okrajové podmínky nosníku pneumatického válce

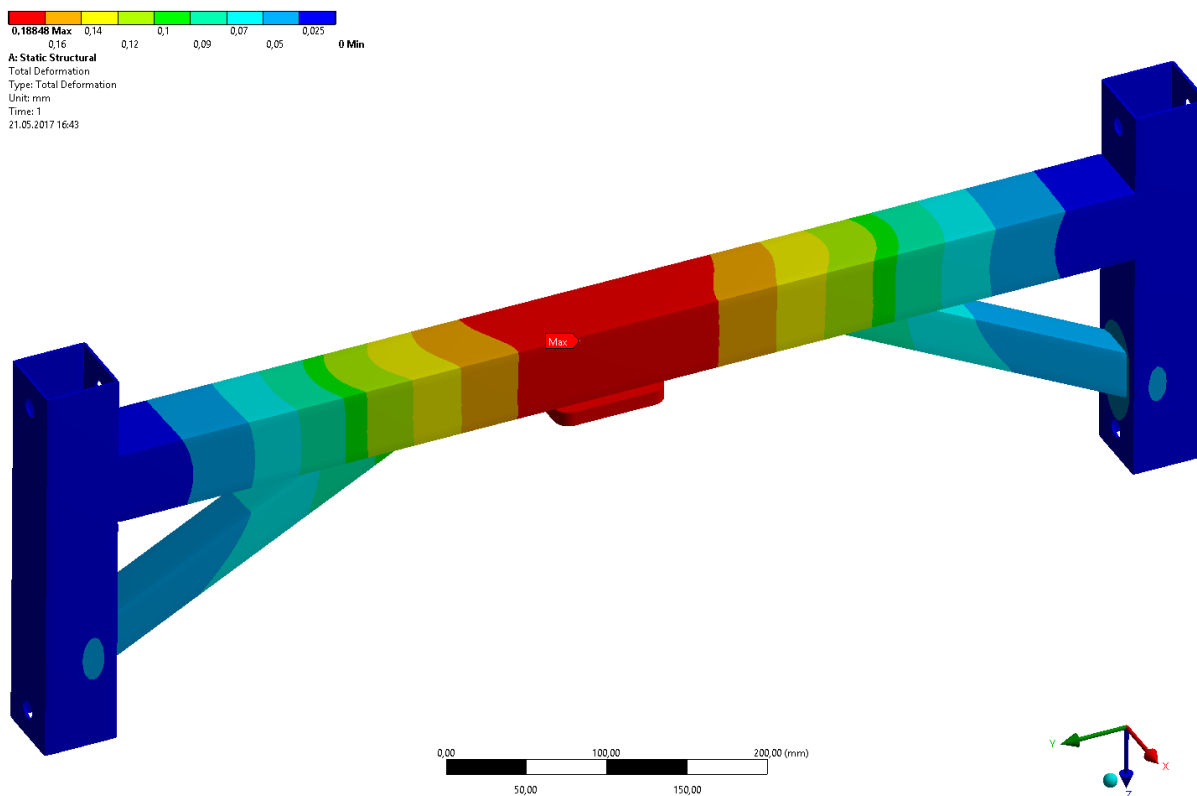
Následně bylo nastaveno zatížení proti směru osy Z, působící na plochu adaptační desky od působení pneumatického válce. Velikost působící síly byla zvolena s ohledem na maximální možnou sílu vyvozenou pneumatickým válcem, která je 3 117,25 N viz kapitola 7.4.1.



Obr. 50 Okrajové podmínky - Nosník pneumatického válce

DEFORMACE

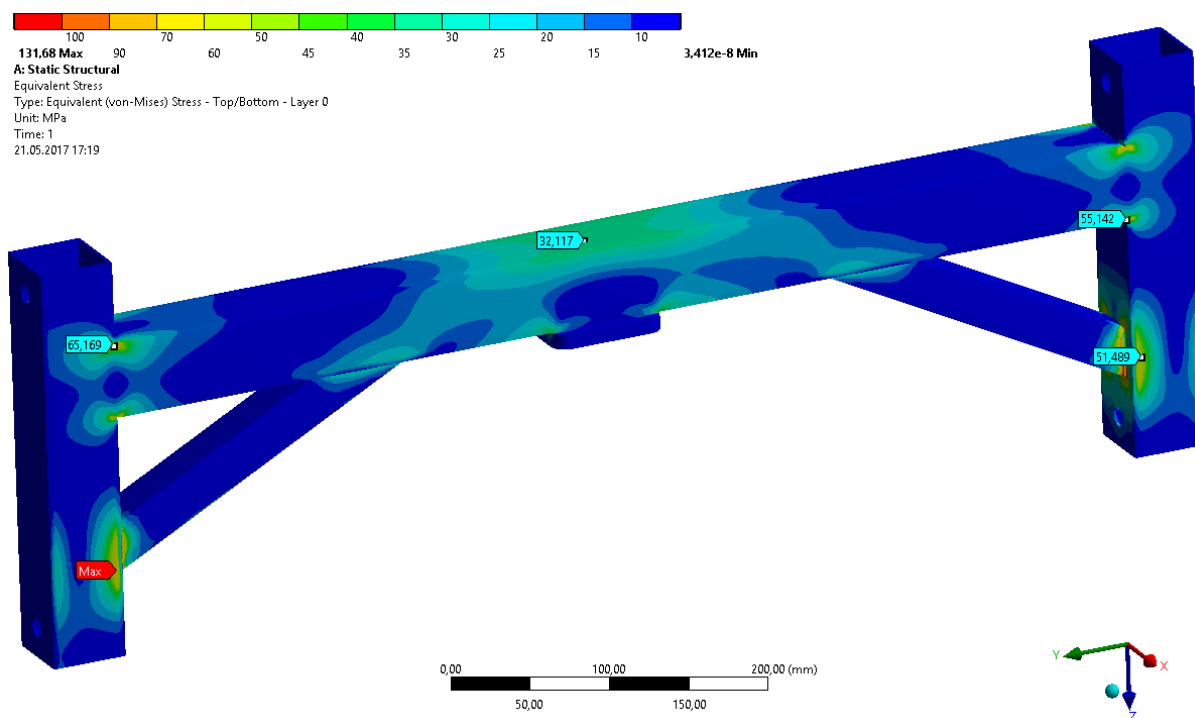
Největší celková deformace byla ve středu nosníku, v místě uchycení pneumatického válce a to 0,1885 mm. Což se se dalo očekávat. Průhyb nosníku je ve směru působení zadané síly, tedy proti směru osy Z souřadného systému. Z výsledků plyne, že nosník je dostatečně tuhý.



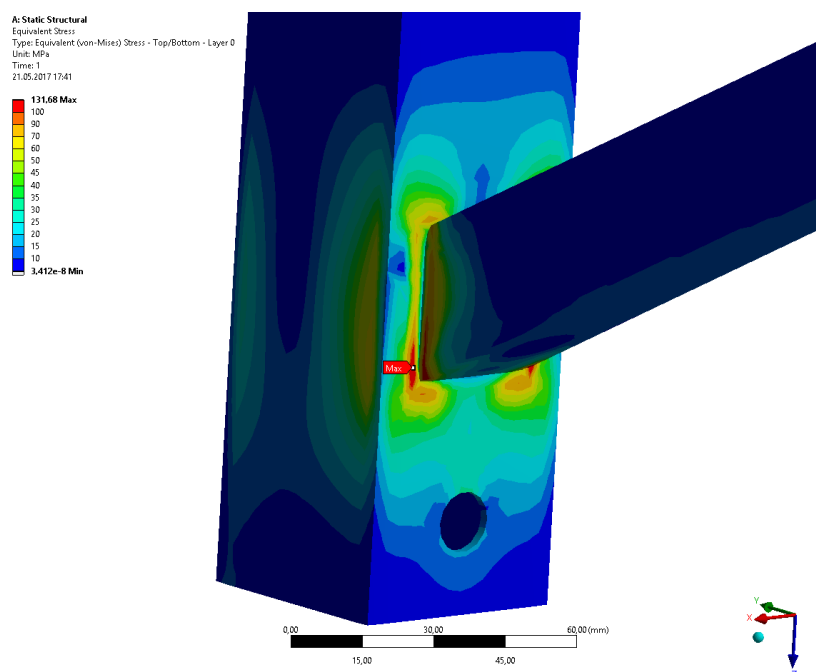
Obr. 51 Celková deformace - Nosník pneumatického válce

NAPĚTÍ

Maximální redukované napětí dle von-Mises je dosaženo v místě upevnění výztuhy. Zde se však nachází ostrý přechod a v tomto místě je reálně umístěn svar, který v této analýze není zahrnut. V těchto místech nelze brát výsledky jako validní a bylo by potřeba provést další zkoumání. I tak zde však vychází nižší napětí, než je mez kluzu. V ostatních místech nosníku je napětí výrazně pod mezí kluzu.



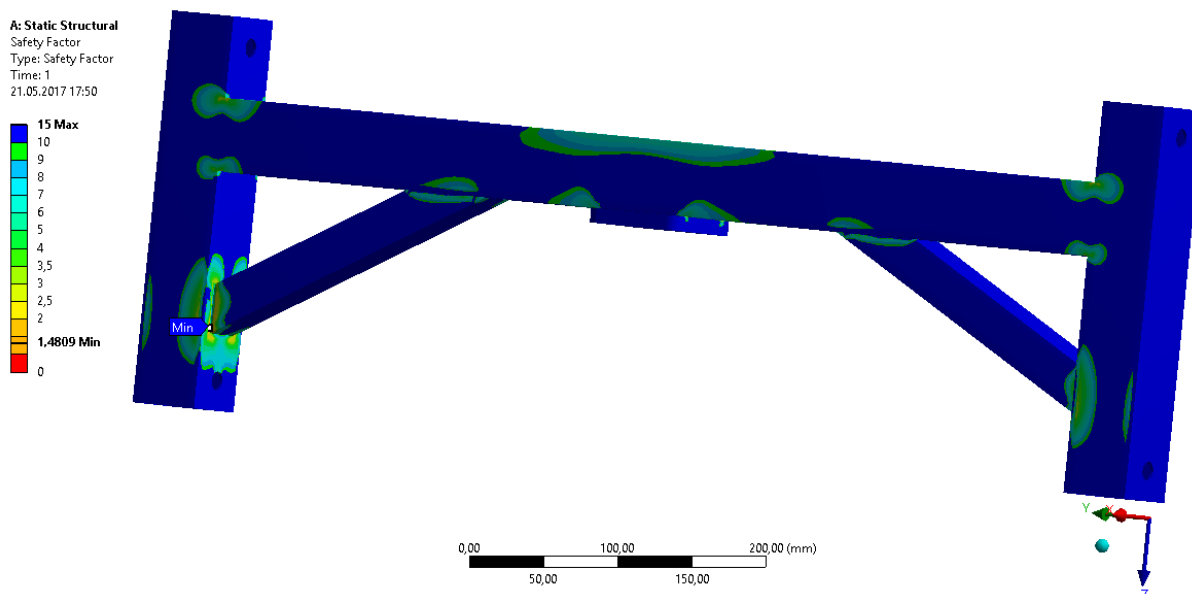
Obr. 52 Redukované napětí (von-Mises) - Nosník pneumatického válce



Obr. 53 Redukované napětí (von-Mises) - Detail výztuhy

BEZPEČNOST

Bezpečnost byla porovnána se smluvní mezí kluzu uvedenou v Tab. 10, která je minimálně 195 MPa. Vůči redukovanému napětí von-Mises. Minimální bezpečnost je 1,48, která je v místě upevnění výztuhy nosníku, zde však nelze považovat výsledky za validní. V dalších místech je bezpečnost přes 2. Nosník však při standartním provozu přenáší menší síly, které se pohybují okolo poloviny zadané síly.



Obr. 54 Bezpečnost vůči smluvní mezi kluzu - Nosník pneumatického válce

V praxi se ukázal nosník jako dobře dimenzovaný, zatím se neukázalo žádné viditelné poškození, a to ani v místě svaru. Vhodné by bylo také provést analýzu na únavovou životnost a zaměřit se na oblast okolo upevnění výztuhy včetně svaru.

7.3 FINÁLNÍ PODOBA RÁMU

Na Obr. 55 je zobrazen již kompletní svařený rám. Svařování probíhalo na svařovacích stavebnicových stolech. I když se při svařování kladl důraz na vysoké předpětí dílů pomocí svařovacích upínek, aby se předešlo deformaci způsobené tepelným ovlivněním materiálu. Došlo k mírné deformaci celého rámu. Tento stav se však dal předpokládat, proto byly jednotlivé díly vyrobeny z dostatečnými tolerancemi. Při montáži tak nenastal žádný výrazný problém. A to i díky použité metodě svařování TIG, jelikož u této svařovací metody nedochází k tak výraznému tepelnému ovlivnění materiálu. Hmotnost tohoto rámu je 106,4 kg.



Obr. 55 Finální podoba rámu testovacího stavu po svaření

7.4 ZATĚŽUJÍCÍ ELEMENTY

Zatěžování budou zajišťovat pneumatické válce. Využit bude okruh se stlačeným vzduchem, ve kterém je provozní tlak 10 bar. Byl zvolen jeden pneumatický válec na nášlapnou plochu. Na říditka pak budou působit dva pneumatické válce, zapojení těchto válců však bude pouze na jeden řídicí okruh, proto každý válec bude vyvozovat polovinu požadované síly.

Vybrány byly válce Festo z řady ADN z funkcí samočinného tlumení v koncových polohách PPS [23].

7.4.1 NÁŠLAPNÁ PLOCHA

Pneumatický válec byl vybrán na základě požadované síly. Pro výpočet této maximální síly byl využil dynamický koeficient k_c vypočítaný pomocí rovnice (23). Počítáno bylo s maximální

hmotností člověka 150 kg. Ovšem válec by měl nejčastěji pracovat při nižších zatíženích, podle naměřených sil uvedených v kapitole 5.

Koeficienty pro výpočet maximální síly byly získány z rovnice (22) a (25).

Stanovení maximální síly vyvozené člověkem o hmotnosti 150 kg, kterou má pneumatický válec na nášlapnou plochu působit:

$$F_{vn_{max}} = m \cdot g \cdot k_n \cdot k_{n_s} = 150 \cdot 9,81 \cdot 1,686 \cdot 0,895 = 2220,45 \text{ [N]} \quad (27)$$

Kde: $F_{vn_{max}}$ je požadovaná maximální síla na nášlapnou plochu

Maximální požadovaná síla od pneumatického válce je tedy 2220,45 N. Předběžná velikost válce byla stanovena na 63 mm průměru pístu. Pro ověření byl použit následující vzorec. Síly byly následně vykresleny do grafu:

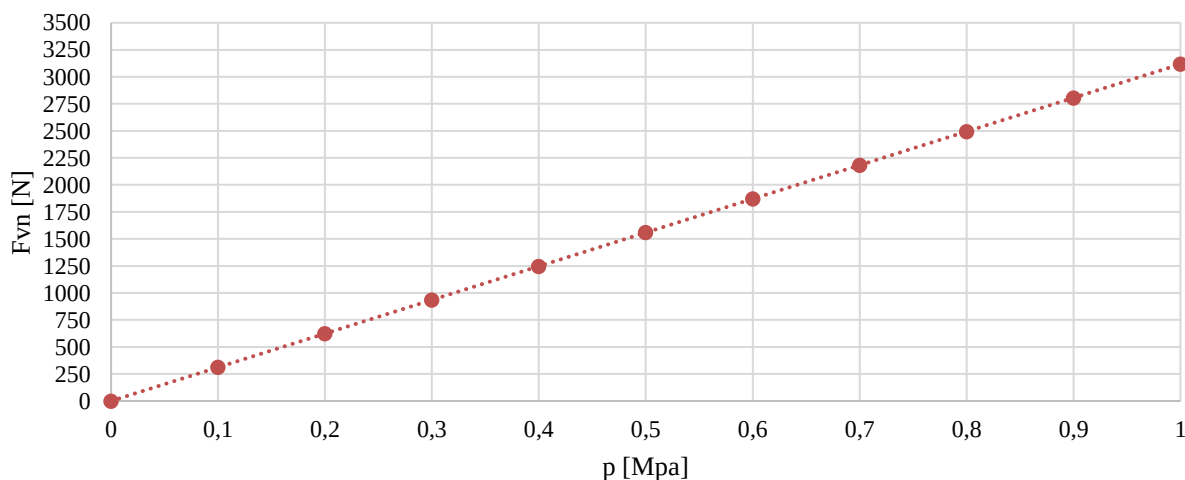
$$F_{vn} = p \cdot S_{vn} = p \cdot \frac{\pi \cdot D_{vn}^2}{4} \quad (28)$$

Kde: F_{vn} je síla vyvozená pneumatickým válcem na nášlapnou plochu

p tlak vzduchu

S_{vn} plocha pístu válce pro nášlapnou plochu

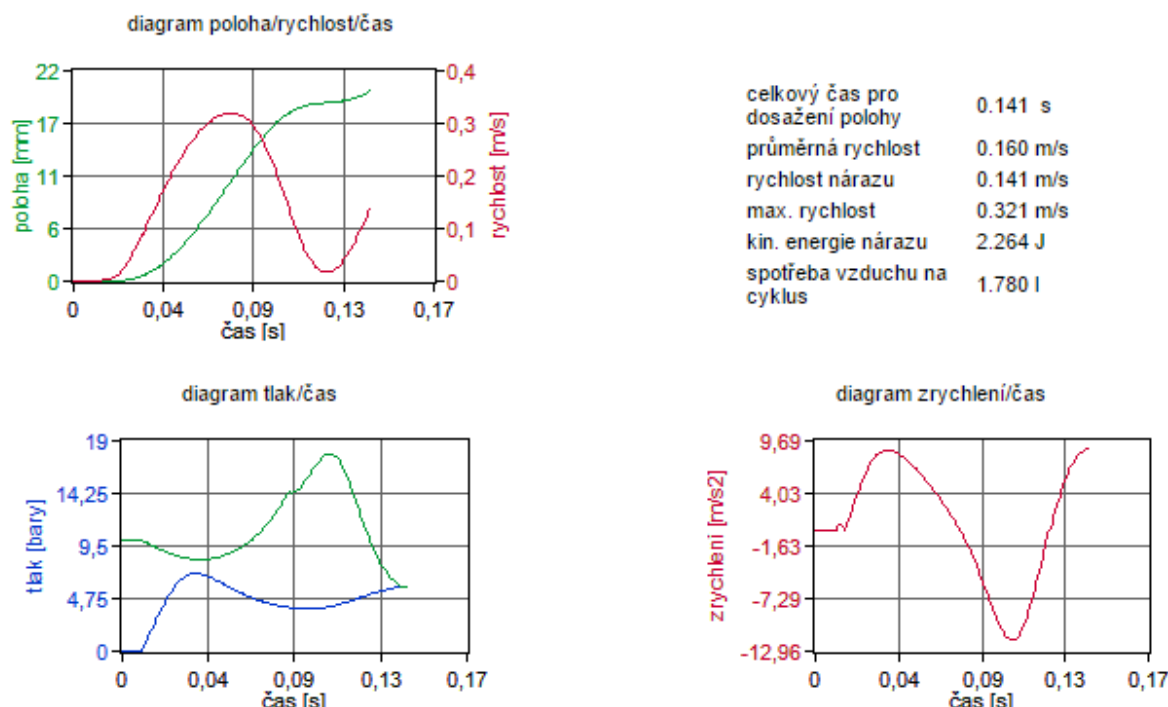
D_{vn} průměr pístu válce pro nášlapnou plochu



Obr. 56 Vyvozené síly - pneumatický válec nášlapná plocha

Průběh síly nebude zcela lineární, ale pro ověření velikosti válce je tento výpočet dostačující. Maximální síla, jakou je schopen válec vyvodit je 3 117,25 N při tlaku 1 MPa. Pneumatický válec se nedoporučuje využívat do tlaků 0,1 MPa. Optimální tlak je pak okolo 0,5 MPa, což je ideální pro hmotnost jezdce 100 kg.

Pro výpočet pracovního cyklu vyjetí válce, byl využit výpočetní nástroj firmy Festo GSED-4.0.0.145. Zadána byla maximální vyvozaná síla $F_{vN_{max}}$, dále vysunutí válce 20 mm a poloha válce kolmo k rovině testovacího stavu [23].



Obr. 57 Diagramy pro dosažení polohy pneumatického válce pro náslapnou plochu [23]

Pneumatický válec dosáhne polohy při požadovaném zatížení včas. Požadovaný čas pro dosažení polohy je zhruba 0,25 sekund, viz Obr. 28.

Byl zvolen válec Festo ADN-63-50-A-PPS-A. Průměr pístu je 63 mm a délka maximálního vysunutí 50 mm [24][8].

7.4.2 ŘÍDÍTKA

Stejně jako u pneumatického válce pro náslapnou plochu bylo postupováno u pneumatického válce zatěžujícího řídítka. Na řídítka však jsou použity dva pneumatické válce, které jsou napojeny na jeden pneumatický okruh, proto vždy síla vyvozená válcem musí být násobena dvěma. Hmotnost jezdce pro výběr válce byla opět 150 kg. Válec by však běžně měl pracovat při nižších zatíženích vyvozaných od člověka s hmotností okolo 100 kg.

Koeficienty pro výpočet maximální síly byly získány z rovnice (22) a (24).

Stanovení maximální síly vyvozené člověkem o hmotnosti 150 kg, kterou má pneumatický válec na řídítka vyvodit:

$$F_{vr_{max}} = \frac{m \cdot g}{\sin \alpha} \cdot kr \cdot kr_s = \frac{150 \cdot 9,81}{\sin 48,72} \cdot 4,266 \cdot 0,105 = 877,09 \text{ [N]} \quad (29)$$

Kde: $F_{vr_{max}}$ je požadovaná maximální síla na řídítka

Použití funkce sinus byla kolmá síla převedena na celkovou sílu působící na řídítka. Použité koeficienty pak zohledňují dynamiku a rozložení síly na koloběžce ve výchozí poloze.

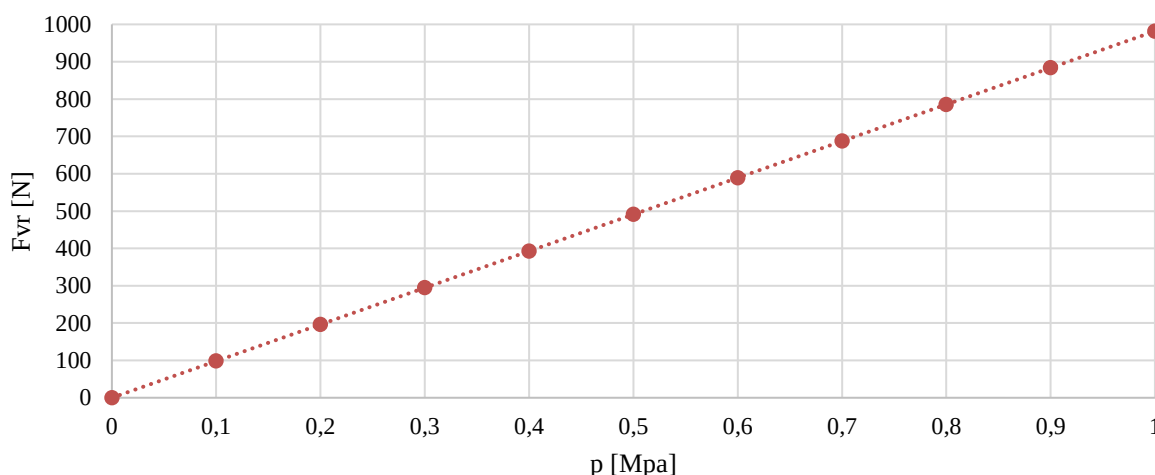
Maximální požadovaná síla od pneumatického válce je tedy 877,09 N. Předběžná velikost válce byla stanovena na 25 mm průměru pístu. Ve vzorci je pak pomocí konstanty 2 zohledněno využití dvou stejných válců. Pro ověření byl použit následující vzorec, síly byly vykresleny do grafu:

$$F_{vr} = p \cdot S_{vr} \cdot 2 = p \cdot \frac{\pi \cdot D_{vr}^2}{4} \quad (30)$$

Kde: F_{vr} je síla vyvozená pneumatickým válcem na řídítka

S_{vr} plocha pístu válce pro řídítka

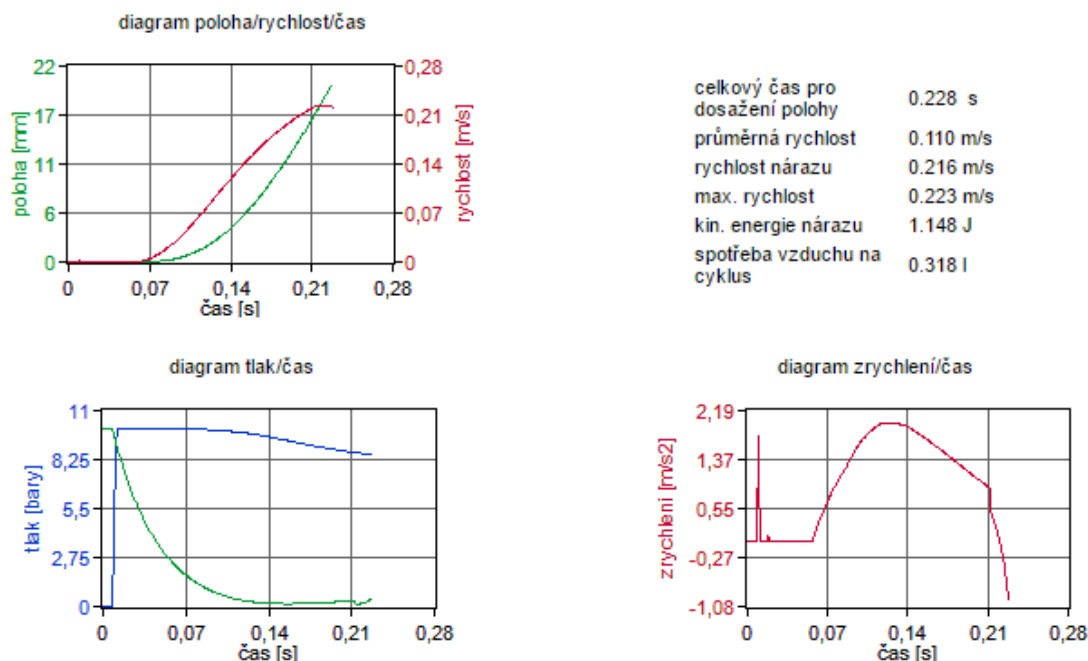
D_{vr} průměr pístu válce pro řídítka



Graf 1 Vyvozené síly - pneumatické válce řídítka

Průběh síly opět nebude zcela lineární, ale pro ověření velikosti válců je tento výpočet dostačující. Maximální síla, jakou jsou schopny válce vyvodit je 981,75 N při tlaku 1 MPa.

Pro výpočet pracovního cyklu vyjetí válců, byl využit výpočetní nástroj firmy Festo GSED-4.0.0.145. Zadána byla maximální vyvozená síla $F_{vr_{max}}$, dále vysunutí válce 20 mm. Poloha válců byla zvolena pod úhlem α [23].



Obr. 58 Diagramy pro dosažení polohy pneumatického válce pro řídítka [23]

Pneumatický válec dosáhne zatížení v požadovaný čas, který je zhruba 1,5 sekundy, jak lze vidět na Obr. 27.

Byl zvolen válec Festo ADN-25-80-A-PPS-A. Průměr pístu je tedy 25 mm a délka maximálního vysunutí je 80 mm [24][8].

7.5 USTAVENÍ KOLOBĚŽKY

Koloběžka je na testovacím stavu umístěna na středové příčce spodního rámu. Aby tato příčka získala lepší adhezni vlastnosti, je na ní nalepena páska se zdrsňeným povrchem. Přední kolo koloběžky je zablokováno pomocí klínu. Tento klín zabráňuje koloběžce v dopředném pohybu. Klín lze posouvat pomocí drážek, které jsou umístěny na středové příčce spodního rámu.



Obr. 59 Klín pod předním kolem

Polohu řídítek a také vytočení kola řeší upevnění pneumatických válců na řídítka koloběžky. Ze řídítek jsou odejmuty madla. Na průměr řídítek byly vyrobeny objímky, ve kterých jsou vloženy silonové vsuvky, tak aby spojení nebylo kov na kov. Tyto objímky jsou pak pojištěny kroužky umístěnými z boku. Proti posuvu po řídítkách jsou zajištěny stavěcími šrouby s hrotem. Na tyto objímky je navařena konzole, která je čepem spojena s mezikusem, ve kterém je vytvořen závit pro silentblok, který by měl simulovat tlumení rukou jezdce. Vzpěra propojující pneumatický válec a silentblok pak slouží pro jemné doladění vzdálenosti, zajištěna je maticemi.



Obr. 60 Upevnění řídítek pomocí pneumatických válců

Pneumatické válce jsou umístěny pod řídítka na kyvných přírubách na konzoli 5 popisované v kapitole 7.1. Umístění zespodu je z toho důvodu, aby nemusela být konstrukce vysoká a rám nebyl zbytečně složitý. Pneumatické válce jsou nastaveny tak, aby byl píst v polovině svého zdvihu. Zdvih je 80 mm, píst je tak vysunut o 40 mm. To umožňuje vyvozovat tah i tlak na řídítka. Výška a vzdálenost válců od řídítek, je zajištěna pomocí systému drážek, aby mohl být zvolen správný úhel nastavení.

Spojení nášlapné plochy a pneumatického válce zajišťuje „umělá noha“. Válec je umístěn na nosníku pneumatického válce, pomocí kyvné příruby pak na adaptační desce. Na šroub pístnice je našroubena „umělá noha“, zajištěna je maticí. Nášlapná plocha koloběžky je spojena s touto nohou pomocí desky se šrouby. Mezi deskou a šroubem je umístěna pryž, aby nebylo spojení kov na kov a tlumily se tak vibrace. Spojení desky s horní částí, je aretováno čepem v jeklu. V tom je umístěna trubička, aby se zatížení nepřenášelo pouze přes stěny tohoto profilu. Čep je zajištěn pojistným kroužkem. Systémem drážek lze nastavit polohu.

Zadnímu kolu brání proti případnému posunu se středové příčky umístěné zarážky. Je uvažováno o případném upevnění za zadní kolo, to zatím nebylo realizováno.



Obr. 61 Upevnění pomocí pneumatického válce na nášlapnou plochu

7.6 PNEUMATICKÁ REGULACE

Pro regulaci stlačeného vzduchu v okruhu slouží dva základní prvky. A to proporcionální redukční ventil, který řídí jak tlak vzduchu v okruhu, tak rychlost změny tohoto tlaku. Druhým

nezbytným prvkem je elektromagnetický ventil, který určuje, do jaké komory pneumatického válce bude stlačený vzduch proudit. Takzvaně jestli bude válec vyvolávat tah či tlak.

PROPORCIONÁLNÍ REDUKČNÍ VENTIL

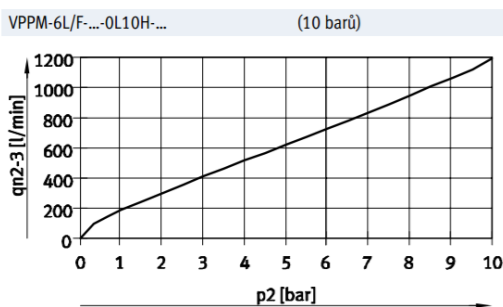
Nejdůležitějším prvkem pro regulaci je proporcionální redukční ventil. Tento ventil je řízen pomocí stejnosměrného napětí 0 až 10 V. Na ventil je připevněn vodič, tímto vodičem je přiváděno stejnosměrné napětí. Velikost tohoto napětí určuje na jaký tlak je stlačený vzduch regulován. Závislost tlaku na napětí je lineární, to znamená, že například 6 Voltů se rovná 6barům [26].

Rychlost změny napětí pak určuje rychlost změny tlaku. Tímto způsobem lze tedy regulovat rychlost zatížení. Bohužel se nepodařilo nikde dopátrat, jakou přesnou charakteristiku má průběh změny napětí na tlaku. Takzvaně jak rychle je ventil schopen změnit výstupní tlak. Na redukčním ventilu jsou 3 možnosti nastavení. U těchto módů je značka charakteristik jednotlivých průběhů. Možnost rychlý mód, kde je zobrazen nelineární průběh. Následně střední mód, kdy je charakteristika více lineární. Poslední nejpomalejší mód, má nejlineárnější charakteristiku. V katalogu lze pouze nalézt charakteristiku průtoku vzduchu na přetlaku. Informaci se mi nepodařilo zjistit ani na technické podpoře Festo. V praxi se však nejvíce osvědčil prostřední mód [26].



Obr. 62 Proporcionální redukční ventil Festo z řady VPPM [26]

Zvolen byl proporcionální redukční ventil Festo s označením VPPM-6L-L-1-G18-0L10H-V1P. Ten je tedy regulovatelný v rozsahu 0 až 10 barů. Byla zvolena varianta bez displeje, jelikož ten není pro tuto aplikaci potřeba. Tlak je totiž řízen pomocí počítače [26].

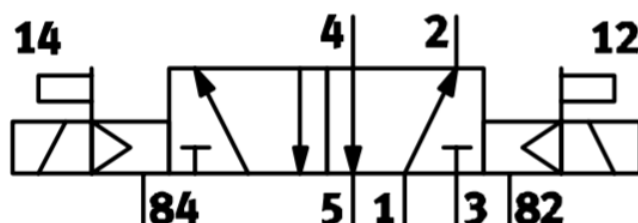


Obr. 63 Závislost průtoku vzduchu na přetlaku VPPM-6L/F-...-0L10H [26]

Přebytečný tlak je pak vypouštěn přes tlumič hluku, umístěný na tomto ventilu.

ELEKTROMAGNETICKÝ VENTIL

Vybrán byl impulsní elektromagnetický ventil Festo z řady VUVS, změna polohy je řízena elektromagnetickou cívkou, oproti mechanické pružině je změna polohy ventilu rychlejší. Tento ventil má pouze dvě polohy a přepouští tak vzduch pouze do dolní či horní komory pneumatického válce. Na obě strany elektromagnetického ventilu je přiveden vodič. Dle toho, na který z vodičů je přivedeno stejnosměrné napětí 24 V, přepouští ventil stlačený vzduch do požadované komory pneumatického válce. Tímto způsobem lze řídit směr působení válce [25].



Obr. 64 Schéma impulsního elektromagnetického ventilu typu 5/2 s pneumatickou pružinou – B52 [25]

Elektromagnetický ventil je typu 5/2. Do vstupu 1 je přiveden stlačený vzduch. Výstupy vzduchu jsou pak pozice 2 a 4. V pozici 3 a 5 jsou pak umístěny tlumiče hluku, kterými je odpouštěn přebytečný vzduch. Pozice 14 a 12 jsou zásuvky pro vodiče [25].



Obr. 65 Elektromagnetický ventil Festo VUVS-25-B52 [25]

Zvolen byl elektromagnetický ventil Festo o velikosti 25 s označením VUVS-25-B52 pro oba pneumatické okruhy. Maximální průtok vzduchu pro tento ventil je 1300 l/min [25].

7.6.1 REGULAČNÍ OKRUH VZDUCHU

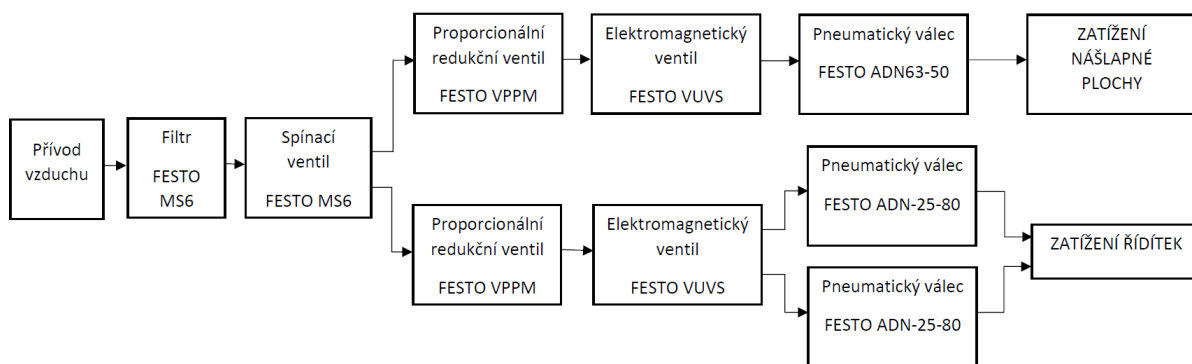
Na obrázku níže lze nalézt schéma regulačního pneumatického okruhu pro testovací stav. Stlačený vzduch je připojen na filtr vzduchu Festo MS6. I když je vzduch již v rozvodu firmy upraven a zbaven vody vymrazováním, je vhodné mít filtr ještě před vstupem do okruhu. Předchází se tak zvýšenému opotřebení dalších prvků [35].

Za filtrem je připojen spínací ventil Festo MS6. Na tento ventil je přiveden vodič se stejnosměrným napětím 24 V. Tento ventil plní dvě funkce. Obě funkce jsou bezpečnostní, pokud totiž dojde k nouzovému zastavení a odpojí se napájení, ventil odpustí veškerý vzduch z okruhu. Pneumatické válce se tak vrátí do své výchozí polohy. Dále je tento ventil využit při

servisním zásahu do testovacího stavu, tak aby se předcházelo možnému zranění. Tento ventil je totiž napojen na samostatný okruh a je pro něj umístěn zvláštní spínač přímo na testovacím stavu. Ventil vpouští stlačený vzduch pouze, pokud je pod napětím [35].

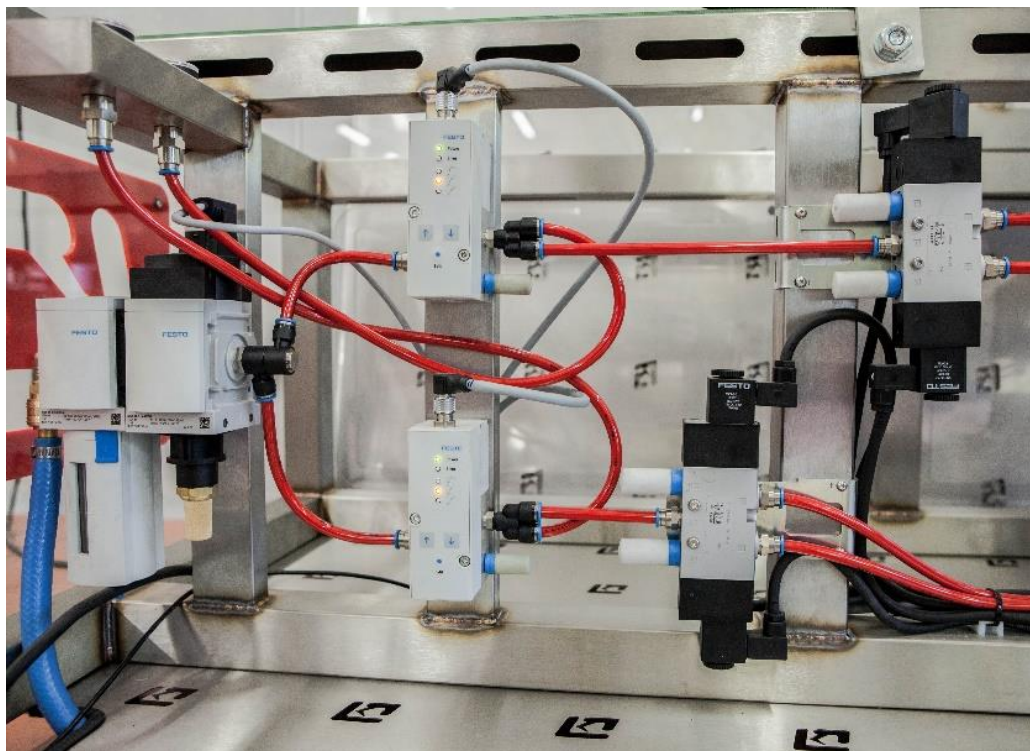
Ze spínacího ventilu se stlačený vzduch rozvětví pro okruh na zatěžování nášlapné plochy a řídítek. Prvním členem je proporcionální redukční ventil, ten reguluje tlak vzduchu a rychlost změny tlaku neboli rychlost zatěžování. Následuje elektromagnetický ventil, který určuje, do které komory bude proudit vzduch a zda bude pneumatický válec vyvozovat tah či tlak. Pro pneumatický válec na nášlapnou plochu je v tuto chvíli tento ventil zbytečný, avšak je s ním počítáno do budoucna, kdyby se naskytly některé testované stavy, kdy by bylo nutné za nášlapnou plochu tahat. Muselo by se však přizpůsobit upevnění koloběžky.

Z elektromagnetického ventilu pro řídítka je vzduch opět rozvětven na oba pneumatické válce působící na řídítka.



Obr. 66 Schéma pneumatického regulačního okruhu pro testovací stav

Tento regulační okruh se v praxi ukázal jako funkční. Součástí okruhu jsou ještě barometry, pro každý okruh jeden. Které slouží pro optickou kontrolu a zobrazují aktuální hodnotu tlaku v příslušném okruhu.



Obr. 67 Zapojení pneumatického okruhu

7.7 ŘÍDÍCÍ ELEKTRONIKA

Řídící elektronika na základě naměřených dat ovládá prvky pneumatického okruhu. Tyto data budou postupně získávány z různých jízdních režimů, při jízdě rozdílných jezdců využívající svoji individuální techniku. Tyto data pak bude potřeba analyzovat a sestavit vhodný jízdní cyklus, pro určité využití koloběžky. V současnosti je stanoven testovací cyklus, který však není součástí této práce.

Řídící elektronika obsahuje tři hlavní části. O řízení pneumatického okruhu se stará čtyřslotový CompactDAQ od National Instruments, ve kterém jsou umístěny dvě karty, taktéž lze do této řídicí jednotky umístit tenzometrickou kartu, díky které lze v reálném čase zaznamenávat síly a přetvoření z tenzometrů umístěných na koloběžce. Pokud je testovaná koloběžka tenzometry opatřena. Řízení však na této kartě není závislé a jedná se o doplňkovou funkci, která umožňuje sledovat únavové procesy na koloběžce v průběhu testu.

Další nedílnou součástí je počítač, na kterém běží řídicí software a lze na něj případně ukládat data z tenzometrů umístěných na koloběžce. Jedná se o běžný podnikový stolní počítač DELL se čtyřjádrovým procesorem Intel i5 a 8GB ram paměti. Na monitoru lze zobrazovat předem předdefinované informace z řídicího programu.

Na testovacím stavu je umístěn rozvaděč se zdroji, jističi a dalšími nezbytnými elektrickými součástmi.



Obr. 68 Elektrický rozvaděč

COMPACTDAQ

Základem řídicí elektroniky je compactDAQ od National Instruments. Jedná se o čtyř slotovou verzi. Slouží k řízení časování, synchronizaci a přenosu dat mezi jednotlivými moduly. Jednotlivá kombinace modulů (karet) umožňuje z tohoto zařízení vytvořit zařízení pro experimentální měření a řízení. Je vybaven USB sběrnici, která je propojena s řídicím počítačem. Pomocí softwaru LabView pak lze vytvořit řídicí aplikaci [29].

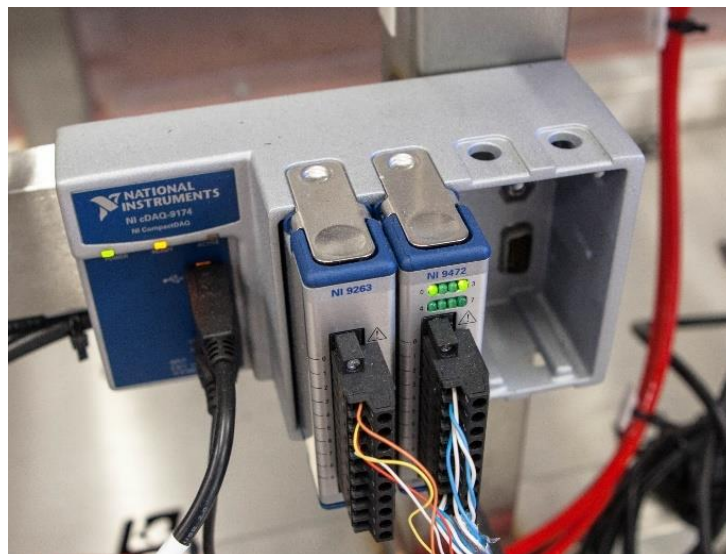
MODUL NI-9472

Je 24 Voltový modul (karta) s osmi kanály. Jedná se o digitální kartu s logickými výstupy. Každý výstup umí generovat napětí 0 až 30 V, dle napojeného zdroje. Karta pouze buď propustí do požadovaného kanálu napětí generovaného ze zdroje (logická 1) nebo je kanál bez napětí (logická 0). Karta obsahuje indikaci LED diodami pro každý kanál. Zobrazuje, který kanál je právě aktivní. Součástí je také ochrana proti přetížení [27].

Tímto modulem jsou ovládány elektromagnetické ventily.

MODUL NI-9263

Jedná se o analogovou výstupní kartu pro čtyři ovládané kanály. Pro každý kanál pak umí karta generovat napětí ± 10 V. Karta je připojena ke zdroji. Dle hodnot z řídicího programu propouští požadované napětí na určený kanál, který ovládá příslušný redukční ventil. Obsahuje také dvojistou izolaci zvyšující odolnost proti okolnímu rušení a zvýšenou bezpečnost [28].



Obr. 69 CompactDAQ 9174 s moduly

7.8 Řídící SOFTWARE

Řídící software pro testování byl naprogramován v Labview. Prozatím byl vytvořen základní program, který bude nutné dále upravit. Při vytváření programu bylo třeba překonat některá úskalí, tyto problémy musely být řešeny s externí firmou. Vytvořený program není zcela vyhovující, avšak je funkční a pro základní funkci testovacího stavu dostačující.

Na určené trati byl naměřen základní jízdní cyklus. Tato trať obsahovala stoupání, klesání, výmoly na vozovce, přejezdy a další běžné překážky a profily tratě při běžné jízdě. Následně byly data zpracovány a vytvořen jízdní cyklus.

V programu je vytvořen vstupní blok, pro určení, jaký datový soubor (jízdní cyklus) má program přehrávat. Tyto data jsou následně převáděna přes kalibrační rovnice pro výpočet kolmé síly na nášlap a kolmé síly na řídítka. Následně je zahrnut vliv nastavení testovacího stavu (úhel nastavení pneumatických válců) a přes tyto úhly nastavení přepočtena velikost celkové působící síly. Síly následně vstupují do dalších rovnic pro přepočet na tlak ve válci dle rovnice (28) a (30). S tou změnou, že je vyjádřený tlak. Výstupní tlaky pro pneumatický válec na nášlapnou plochu a řídítka koloběžky, jsou převedeny na absolutní hodnoty. Tento výsledek udává velikost propouštěného napětí modulem NI-9263, což je tlak na válci, tím tedy výsledná působící síla. Znaménka u celkové síly určují, zda pneumatické válce vyvozují tlak či tah, to zajišťuje modul NI-9472.

Celý tento program (jízdní cyklus) se neustále opakuje, až do ukončení při dosažení požadovaného počtu cyklů nebo z důvodu poruchy testované koloběžky.

Na následujícím obrázku je uvedeno výstupní uživatelské rozhraní, které bylo využito pro výstavu v Praze, která se konala na přelomu března a dubna a kde byl testovací stav poprvé představen. V tomto rozhraní není možné v průběhu testu nic nastavovat. Jedná se pouze o co možná nejpráhlednější vyjádření působících sil pro neodbornou veřejnost.



Obr. 70 Uživatelské rozhraní řídicího programu pro výstavu

Vyjádřeny jsou jednotlivé složky síly působící na řídítka a náslapnou plochu koloběžky, celkový počet ujetých jízdních cyklů a celkový počet ujetých kilometrů.

Při programování se objevilo několik problémů, například se špatným posíláním dat do řídicí jednotky. Jednotka se zahlcovala z důvodu špatného kódu, z toho důvodu, že smyčky se často zcela zbytečně uzavíraly, avšak tento problém se podařilo vyřešit. Řídicí program však bude potřeba ještě zdokonalit. Jedná se například o PID regulaci, která by zajišťovala korekci sil při zatěžování, pro stanovení odchylky by sloužily hodnoty z tenzometrů umístěných na koloběžce. Případně umístit snímače síly přímo mezi pneumatické válce a koloběžku. Uživatelské prostředí programu by pak mělo být uzpůsobeno pro možnost ovládání zaškoleným pracovníkem, který neovládá programování. Možnosti jsou také v propojení s firemním intranetem, ukládáním dat na něj a průběžného automatického vyhodnocování zkoušky.

7.9 BEZPEČNOSTNÍ PRVKY

Na testovacím stavu jsou umístěny dva koncové spínače a jedno stop tlačítko pro ukončení v případě vzniklé náhlé nebezpečné situace. Vypínací panel obsahuje další tři tlačítka, červené slouží k odpojení pneumatického okruhu. Nepodsvícené zelené pak pro zapnutí hlavního okruhu přívodu elektřiny při nouzovém zastavení Stop tlačítkem, případně výpadku přívodu elektřiny. Zelené podsvícené k zapnutí pneumatického okruhu s indikací stavu zapnutí.



Obr. 71 Spínače

Koncové spínače zajišťují ukončení testu při případné poruše koloběžky. Jeden je umístěn pod nášlapnou plochou, druhý pak mezi rámovou trubkou a předním kolem. Polohu těchto koncových spínačů je potřeba vždy upravit pro konkrétní rozměr koloběžky. To je zajištěno pomocí systému drážek.



Obr. 72 Koncové spínače pod nášlapnou plochou a mezi kolem a rámovou trubkou

Spínače jsou napojeny do rozvaděče a na řídicí jednotku, při sepnutí kontaktu následně dojde k přerušení programu.

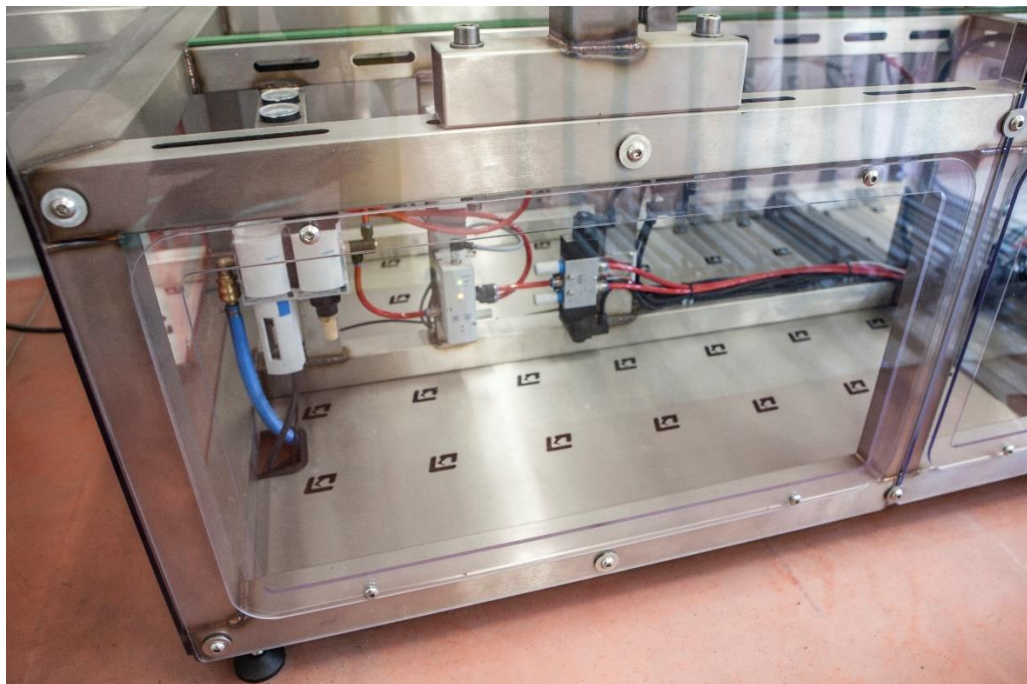
7.10 OPLÁŠTĚNÍ

Do testovacího stavu je nutný přístup pouze při zapínání a vypínání řídicího počítače, případně při výměně testované koloběžky. Z tohoto důvodu byla pro jednoduchost řešení zvolena varianta, která neobsahuje žádné panty, takzvaně nejsou zde přítomny žádné dveře pro vstup bez nutnosti jakéhokoliv náradí.

Stav je opláštěn po celém obvodu, pomocí čirých polykarbonátových desek. Ty jsou upevněny pomocí šroubů a velkoplošných podložek na spodní rám. Ve střední a horní části jsou umístěny spojovací plechy, v rozích jsou pak úhelníky. Středové panely jsou pak pro zpevnění propojeny příčkami. V jednom z panelů jsou umístěny otvory pro vstup do monitoru, na kterém je zobrazen průběh síly působící na koloběžku a další nastavené hodnoty. Ve spodní části každého panelu je umístěn přístupový otvor, tak aby se v případě potřeby šlo dostat k řídicím prvkům a nebylo nutné sundávat celou desku. Tyto otvory jsou kryty dalšími menšími deskami, které jsou vyrobeny opět z čirého polykarbonátu. Na jedné boční straně je umístěn otvor pro řídicí panel. Z boků jsou pak umístěny loga.

Na spodní části rámu je připevněn krycí plech s logem, ve kterém je vytvořen otvor pro přívod hadic se vzduchem, napájení a vývod na USB kabel pro možnost nahrání a stažení dat.

Při výběru materiálu se nejprve počítalo s plexisklem. Po poradě s firmou zabývající se výrobou z plastů, však bylo přistoupeno k řešení z polykarbonátu. Plexisklo je křehčí a dochází u něj k praskání v místech otvorů.



Obr. 73 Jeden z přístupových otvorů

V praxi se ukázalo, že pro výměnu testované koloběžky, stačí oddělat pouze dvě boční desky. Rychlost této výměny se pohybuje okolo 45 min od počátku výměny koloběžky, až po opětovné spuštění. Což je relativně rychlé, jelikož není potřeba do testovacího stavu vstupovat často, pouze při výměně, tak se řešením bez použití pantů zdá naprosto dostačující. Výhodou je tedy jednodušší konstrukce a pořizovací náklady na opláštění.

8 FINÁLNÍ PODOBA TESTOVACÍHO STAVU

Následující obrázek již zobrazuje finální podobu testovacího stavu v provozu včetně opláštění. Testovací stav je plně funkční a je již 2 měsíce v nepřetržitém provozu. Tento testovací stav dostal název Karel II.

Celková hmotnost testovacího stavu nepřesáhla 200 kg.



Obr. 74 Finální podoba testovacího stavu v provozu

ZÁVĚR

Cílem této práce bylo provést měření silového působení jezdce na koloběžku při podélné jízdě. Na základě těchto dat pak navrhnout testovací stav pro vyvození ekvivalentních zatěžovacích cyklů, který by sloužil pro testování únavového chování koloběžky. Součástí byla také pevnostní analýza rámu testovacího stavu.

Měření působících sil bylo provedeno na koloběžce opatřené tenzometry. Výběr měřícího zařízení zabral velké množství času, jelikož bylo nutné se nejprve seznámit s touto problematikou. Vybráno bylo měřící zařízení National Instruments, konkrétně cDAQ-9171 s tenzometrickým modulem NI 9235. Pro měření bylo nutné vytvořit software pro záznam dat, ten byl vytvořen v prostředí Labview. Ověření kalibrace proběhlo při statickém působení jezdce na koloběžku, kdy jezdec své těžiště postupně přesouval od zadní části koloběžky nad řídítka. Následně byl proveden jízdní test. Analýza naměřených dat při podélné jízdě člověka o hmotnosti 94,1 kg prokázala působení maximální kolmé síly při odrazu na nášlapnou plochu 1540,83 N. Celková maximální síla na řídítka pak vznikala při brždění a to 550,61 N. Z výsledků byly stanoveny koeficienty pro výpočet dynamických sil působících od člověka o hmotnosti 150 kg. Tyto koeficienty byly využity pro stanovení maximálních sil, které musí zatěžující elementy generovat. Na základě těchto výsledků byl vytvořen 3D návrh testovacího stavu, pevnostní analýza, výběr zatěžujících elementů a řídicího řetězce.

Ekvivalentní zatěžování je realizováno dvojčinnými pneumatickými válci. Na nášlapnou plochu byl zvolen pneumatický válec Festo ADN-63-50-A-PPS-A, který je schopen vyvodit maximální sílu o velikosti 3 117,25 N. Na řídítka pak byly zvoleny dva pneumatické válce Festo ADN-25-80-A-PPS-A vyvozující maximální sílu 981,75 N. Následně byl navrhnout pneumatický regulační okruh. Základním stavebním prvkem jsou proporcionální redukční ventily Festo z řady VPPM a elektromagnetické ventily Festo VUVS-25-B52. Řízení pak zajišťuje CompactDAQ 9174 s řídicími moduly, ten je připojen k počítači, na kterém běží řídicí software, jízdní cyklus je zobrazován na monitoru. Testovací stav je tak plně automatizovaný.

Vytvoření kompletního 3D modelu pomohlo ke zkrácení vývojového cyklu. Modely spodního rámu a nosníku pneumatického válce sloužily jako data pro pevnostní analýzu. Provedena byla statická pevnostní analýza v softwaru Ansys. Spodní rám byl zatížen silou 3 117,25 N v místech působení kol koloběžky. Rám vyhovuje, avšak v místech kolem upevnění středové stavěcí nohy vznikají extrémy z ostrých napojení profilů, v tomto místě by bylo třeba výpočetní model zpřesnit. Nosník pneumatického válce pro nášlapnou plochu koloběžky byl zatížen stejnou silou. Extrémy vznikající na ostrém přechodu výztuhy, by bylo nutné odstranit zahrnutím svarů a zaobleních. I přes tyto skutečnosti obě části rámu vyhovují.

Po kompletním návrhu byl testovací stav vyroben a uveden do provozu. Poprvé byl představen na konci března na výstavě v Praze, což byl fixní termín, kdy musel být představen. To se nakonec povedlo a testovací stav se setkal s pozitivními ohlasy odborné i neodborné veřejnosti. Dlouhodobé výsledky z testování se ukazují jako více než přínosné. První navrhovaný stav, který byl pro další práci nezbytný, je v provozu více než rok a dokázal odhalit mnohé mylné předpoklady, jak v konstrukci, tak také při návrhu technologických postupů. Nový plně automatizovaný testovací stav, však přináší rychlejší a přesnější výsledky i když je v provozu teprve krátkou dobu. Jako příklad je možné uvést chybný návrh svarového spoje, kdy byla navržena nedostatečná svarová mezera a celková podoba tohoto konstrukčního uzlu. Svářeč musel vnášet více tepla do spoje, tak aby vznikl dostatečný kořen svaru. Tím došlo k oslabení materiálu v daném místě, v kombinaci s ostrým přechodem materiálů docházelo k únavovému

lomu. Tento konstrukční spoj byl na základě testování kompletně přepracován. Po úpravě již test proběhl v pořádku. Analyzování problému před sériovou výrobou, dopomohlo předejít následným problémům, kdyby se tato skutečnost projevila až u zákazníka. Testování se prokázalo jako velice přínosné, jak z hlediska návrhu konstrukce koloběžky, tak z hlediska testování vzorků z výrobní série.

Od prvotního návrhu CAD modelu, přes výběr jednotlivých prvků, ať řídicích či zátěžových, konzultací s mnoha odbornými firmami, lepením a kalibrací tenzometrů, měření s následnou analýzou dat, programováním, MKP analýzou, až po finální výrobu testovacího stavu, bylo nutné překonat mnohé problémy. Teprve v průběhu probíhajících prací bylo zjištěno, jak velký cíl byl vytyčen a že práce, která na papíře může vypadat jednoduše, je ve skutečnosti daleko složitější. Nespočet nečekaných problémů bylo nutné řešit v průběhu probíhajících prací, nejlépe okamžitě, kdy rozhodnutí muselo být rychlé, aby například daný komponent z Německa dorazil včas a celý projekt nebyl opožděn. Veškeré vzniklé problémy se přes veškerou snahu nepodařilo v práci zachytit.

Zatím se nepovedlo analyzovat podélnou sílu působící na nášlapnou plochu koloběžky, jelikož se nedaří sestavit kalibrační rovnice tak, aby kolmá síla nezkreslovala výsledky. Na tomto problému se v současné chvíli usilovně pracuje. Do budoucna by bylo vhodné zvolit jiné umístění tenzometrů. Dalším cílem bude vytvoření PID regulace, která by zajišťovala kontrolované ekvivalentní působení sil na testovacím stavu. Je třeba také zapracovat na funkci a uživatelském rozhraní řídicího softwaru s případným napojením na firemní intranet.

V měření a následné analýze dat z jízdy je velký potenciál pro další rozvoj tohoto odvětví. Díky tomu bude možné stanovit vhodné okrajové podmínky pro jednotlivé typy koloběžek a přinést tyto poznatky do konstrukce produktů.

POUŽITÉ INFORMAČNÍ ZDROJE

- [1] KITTLEROVÁ, Šárka. *Aplikace koloběhu pro zrakově postižené*. Praha, 2005. Diplomová práce. Univerzita Karlova v Praze. Vedoucí práce Doc. MUDr. Staša Bartůňková, CSc.
- [2] KOSTKA, Marek. *Zkušební stanice pro testování rámu a vidlice koloběžky*. Brno, 2015. Bakalářská práce. Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství. Vedoucí práce Doc. Ing. Jan Brandejs, CSc.
- [3] Skládací koloběžka KOSTKA RUBIK 4. *Koloběžky KOSTKA* [online]. Potůčník: KOSTKA-kolobka, 2017 [cit. 2017-04-14]. Dostupné z: <http://www.kostkafootbike.com/cs/kostka-rubik/551-skladaci-kolobezka-kostka-rubik-4.html>
- [4] Koloběžka KOSTKA RACER CTi. *Koloběžky KOSTKA* [online]. Potůčník: KOSTKA-kolobka, 2017 [cit. 2017-04-14]. Dostupné z: <http://www.kostkafootbike.com/cs/kostka-racer/562-kolobezka-kostka-racer-cti.html>
- [5] ČSN EN 14619. Kolečková sportovní zařízení - Koloběžky - Bezpečnostní požadavky a zkušební metody. 2005. Praha: ČESKÝ NORMALIZAČNÍ INSTITUT.
- [6] Skládací koloběžka KOSTKA TOUR Fold. *Koloběžky KOSTKA* [online]. Potůčník: Kostka-kolobka, 2016 [cit. 2017-04-1]. Dostupné z: <http://www.kostkafootbike.com/cs/kostka-tour/603-skladaci-kolobezka-kostka-tour-fold.html>
- [7] Elektrické válce EPCO, pohon vřetenem. *Festo* [online]. Praha: Festo, 2017 [cit. 2017-04-23]. Dostupné z: https://www.festo.com/cat/cs_cz/data/doc_cs/PDF/CZ/EPCO_CZ.PDF
- [8] Válce dle norem ADN/AEN, ISO 21287. *Festo* [online]. Praha: Festo, 2013 [cit. 2017-04-23]. Dostupné z: https://www.festo.com/cat/cs_cz/data/doc_cs/PDF/CZ/ADN_CZ.PDF
- [9] Kompaktní válce ADN-PPS podle ISO 21287. *Festo* [online]. Praha: Festo, 2013 [cit. 2017-04-23]. Dostupné z: https://www.festo.com/cms/cs_cz/19168.htm
- [10] VLK, Miloš, Lubomír HOUFER, Pavel HAVLOŇ, Petr KREJŠÍ, Vladimír KOTEK a Jirí KLEMENT. *Experimentálna mechanika* [online]. Brno, 2003, 147 s. [cit. 2017-04-23]
- [11] Snímače s tenzometry. *VTS Zlín* [online]. Zlín: VTS Zlín, 2017 [cit. 2017-04-23]. Dostupné z: <http://vtsz.cz/snimace-s-tenzometry>
- [12] Sledujte deformace konstrukcí, strojů pomocí tenzometru. *VTSZ Zlín* [online]. Zlín: VTS Zlín, 2017 [cit. 2017-04-23]. Dostupné z: <http://vtsz.cz/tenzometry>
- [13] Fóliové tenzometry. *TEM* [online]. Ostrava - Mariánské Hory: TME Czech Republic, 2016 [cit. 2017-04-25]. Dostupné z: http://www.tme.eu/html/CZ/foliove-tenzometry/ramka_2261_CZ_pelny.html
- [14] Ústředny QuantumX. *HBM - Váš dodavatel sestav pro měření a vyhodnocení* [online]. Praha: HBM měřicí technika, ©2017 [cit. 2017-05-05]. Dostupné z: <http://www.hbm.cz/produkty/quantumx-daq/ustredny-quantumx/>

- [15] DIN 1.4301, AISI 304, ČSN 17240. *Königfrankstahl - Prodej nerezí a ocelí* [online]. Modletice: Königfrankstahl, 2016 [cit. 2017-05-07]. Dostupné z: <http://www.akfs.cz/akfs/index.php?menu=234>
- [16] X5CrNi18-10. *Bolzano* [online]. Kladno: Bohdan Bolzano, ©2017 [cit. 2017-05-07]. Dostupné z: <http://www.bolzano.cz/cz/technicka-podpora/technicka-prirucka/vyroby-z-korozivzdornych-a-zaruvzdornych-oceli/vyroby-z-oceli-korozivzdornych/materialove-listy/x6crni18-10-austeniticke>
- [17] E-železná kniha. *Ferona a.s* [online]. Praha: Ferona, ©2017 [cit. 2017-05-07]. Dostupné z: <http://www.ferona.cz/cze/katalog/detail.php?id=33171>
- [18] Série ACP. *EUROPLAST CZ s.r.o.* [online]. Lanškroun: EUROPLAST CZ, 2017 [cit. 2017-05-08]. Dostupné z: <http://www.europlast-beran.cz/4880-nohy-ke-strojum/9477-serie-acp/?im=15276>
- [19] E-železná kniha. *Ferona a.s* [online]. Praha: Ferona, ©2017 [cit. 2017-05-07]. Dostupné z: <http://www.ferona.cz/cze/katalog/detail.php?id=32756>
- [20] TIG svařování I - základní principy. *Svarbazar* [online]. Praha: SvarWeb, 2009 [cit. 2017-05-08]. Dostupné z: <https://www.svarbazar.cz/phprs/view.php?cislocclanku=2008011702>
- [21] Welding of Magnesium Alloys. *Advance your research* [online]. San Francisco: ResearchGate, 2012 [cit. 2017-05-08]. Dostupné z: https://www.researchgate.net/figure/235996056_fig13_Figure-15-Schematic-of-TIG-welding-process-a-overall-process-b-welding-area
- [22] *Domácí stránka | akros* [online]. Praha: AKROS, 2014 [cit. 2017-05-08]. Dostupné z: <https://www.akros.cz/>
- [23] Adn-pps. *Festo* [online]. Praha: Festo, 2017 [cit. 2017-05-13]. Dostupné z: https://www.festo.com/cat/cs_cz/search?query=adn-pps
- [24] ADN_AEN. *Festo* [online]. Praha: Festo, 2017 [cit. 2017-05-13]. Dostupné z: https://www.festo.com/cat/cs_cz/products_ADN_AEN
- [25] Elektromagnetické ventily VUVS/baterie ventilů VTUS. *Festo* [online]. Praha: Festo, 2017 [cit. 2017-05-13]. Dostupné z: https://www.festo.com/cat/cs_cz/data/doc_cs/PDF/CZ/VTUS-G_CZ.PDF
- [26] Proporcionální redukční ventily VPPM. *Festo* [online]. Praha: Festo, 2017 [cit. 2017-05-14]. Dostupné z: https://www.festo.com/cat/cs_cz/data/doc_cs/PDF/CZ/VPPM-G_CZ.PDF
- [27] NI-9472. *National Instruments* [online]. Texas: National Instruments Corporation, ©2017 [cit. 2017-05-19]. Dostupné z: <http://search.ni.com/nisearch/app/main/p/bot/no/ap/global/lang/cs/pg/1/q/NI%209472/>

- [28] NI-9263. *National Instruments* [online]. Texas: National Instruments Corporation, ©2017 [cit. 2017-05-19]. Dostupné z: <http://www.ni.com/cs-cz/support/model.ni-9263.html>
- [29] CompactDAQ Chassis. *National Instruments* [online]. Texas: National Instruments Corporation, ©2017 [cit. 2017-05-20]. Dostupné z: <http://www.ni.com/cs-cz/shop/select/compactdaq-chassis>
- [30] NI 9235. *National Instruments* [online]. Texas: National Instruments Corporation, 2015 [cit. 2017-05-20]. Dostupné z: http://www.ni.com/pdf/manuals/374645a_02.pdf
- [31] Počítač Dell Optiplex 790 USFF. *IT-bazar.cz* [online]. Praha: ITobchod, 2017 [cit. 2017-05-20]. Dostupné z: <https://www.it-bazar.cz/repasovane-pocitace/pocitace/814-1038-pocitac-dell-optiplex-790-usff.htm>
- [32] CHYTIL, Jiří, LEHOCKÝ, Zdeněk, ed. Vývojové diagramy - 1. díl. *Programujte.com* [online]. Brno: Webtea.cz, 2005 [cit. 2017-05-20]. Dostupné z: <http://programujte.com/clanek/2005080105-vyvojove-diagramy-1-dil/>
- [33] LY (lineární tenzometry). *HBM - Váš dodavatel sestav pro měření a vyhodnocení* [online]. Praha: HBP měřicí technika, ©2017 [cit. 2017-05-22]. Dostupné z: <http://www.hbm.cz/produkty/rada-y/ly-linear-ni-tenzometry/>
- [34] *Světový lídr v oblasti řešení pro automatizované testování, měření a řízení* [online]. Praha: National Instruments Corporation, ©2017 [cit. 2017-05-23]. Dostupné z: <http://www.ni.com/cs-cz.html>
- [35] *Festo* [online]. Praha: Festo, ©2017 [cit. 2017-05-23]. Dostupné z: https://www.festo.com/cms/cs_cz/index.htm

SEZNAM POUŽITÝCH ZKRATEK A SYMBOLŮ

$3D$		Trojrozměrný
a	[mm]	Rozvor kol
A	[mm]	Výška spodního rámu
Ar	[mm]	Rozvor kol
b	[mm]	Vzdálenost působící síly od zadního kola
B	[mm]	Šířka spodního rámu
Br	[mm]	Délka koloběžky
c	[mm]	Vzdálenost od středu zadního kola po střed řídítek
C	[mm]	Hloubka spodního rámu
CAD		Computer aided design
Cr	[mm]	Výška řídítek
d	[mm]	Výška řídítek
D	[mm]	Rozsah nastavení nosníku 2
Dr	["]	Velikost předního kola
Dvn	[mm]	Průměr pístu válce pro nášlapnou plochu
Dvr	[mm]	průměr pístu válce pro řídítka
e	[mm]	Délka koloběžky
E	[GPa]	Modul pružnosti
E	[mm]	Rozsah nastavení konzolí 5
Er	["]	Velikost zadního kola
$F1$	[N]	Celková síla na řídítka koloběžky
$F1_{max}$	[N]	Maximální síla na řídítka koloběžky
$F1_s$	[N]	Statická síla na řídítka ve výchozí poloze jezdce
$F2$	[N]	Celková síla na nášlapnou plochu koloběžky
FNa	[N]	Podélná síla na nášlapnou plochu koloběžky
FNr	[N]	Kolmá síla na nášlapnou plochu koloběžky
FNr_{max}	[N]	Maximální kolmá síla na nášlapnou plochu koloběžky
FNr_s	[N]	Statická síla na nášlapnou plochu ve výchozí poloze jezdce
Fp	[N]	Reakce pod předním kolem
Fr	[mm]	Výška nášlapné plochy
FRr	[N]	Kolmá síla na řídítka koloběžky
FRa	[N]	Podélná síla na řídítka koloběžky

$F_{ram_{max}}$ [N]	Maximální kolmá síla na rám
$F_{Rr_{max}}$ [N]	Maximální kolmá síla na řídítka koloběžky
F_{Rr_s} [N]	Statická síla na řídítka ve výchozí poloze jezdce
F_{vn} [N]	Síla vyvozená pneumatickým válcem na nášlapnou plochu
$F_{vn_{max}}$ [N]	Požadovaná maximální síla na nášlapnou plochu
F_{vr} [N]	Síla vyvozená pneumatickým válcem na řídítka
$F_{vr_{max}}$ [N]	Požadovaná maximální síla na řídítka
F_z [N]	Reakce pod zadním kolem
g [$m \cdot s^{-2}$]	Tíhové zrychlení
k [-]	Bezrozměrný proporcionální součinitel
k_c [-]	Dynamický koeficient pro sečtené maximální kolmé síly
k_l [-]	Deformační součinitel tenzometru ve směru příčném na směr aktivní délky
k_n [-]	Dynamický koeficient pro nášlapnou plochu
k_r [-]	Dynamický koeficient pro řídítka
k_{r_s} [-]	Statický koeficient pro řídítka
k_t [-]	Deformační součinitel tenzometru ve směru aktivní délky
L [mm]	Délka odporového vodiče
m [kg]	Hmotnost jezdce
M_A [N·m]	Moment k bodu A
MAG	Metal Active Gas
MKP	Metoda konečných prvků
p [MPa]	Tlak vzduchu
q [-]	Příčná citlivost tenzometru
R [Ω]	Odpor tenzometru
R_0 [Ω]	Počáteční odpor
R_m [MPa]	Mez pevnosti v tahu
$R_{p0,2}$ [MPa]	Smluvní mez kluzu
S [mm^2]	Příčný průřez odporového vodiče
SG_1 [μm]	Přetvoření na představci
SG_4 [μm]	Přetvoření v levé části nášlapné plochy
SG_5 [μm]	Přetvoření v pravé části nášlapné plochy
SG_6 [μm]	Přetvoření v levé části zadní vidlice
SG_7 [μm]	Přetvoření v pravé části zadní vidlice

S_{vn}	$[\text{mm}^2]$	Plocha pístu válce pro nášlapnou plochu
S_{vr}	$[\text{mm}^2]$	Plocha pístu válce pro řídítka
TIG		Tungsten Inert Gas
WIG		Wolfram Inert Gas
α	$[\circ]$	Úhel působení rukama na řídítka
ΔR	$[\Omega]$	Konečná změna odporu
ε	$[-]$	Poměrné prodloužení
ε_l	$[-]$	Poměrné prodloužení ve směru příčném na směr aktivní délky tenzometru
ε_t	$[-]$	Poměrné prodloužení ve směru aktivní délky tenzometru
ρ	$[\Omega \cdot \text{mm}^{-1}]$	Specifický odpor

SEZNAM PŘÍLOH